

UNIVERSITÉ DE SHERBROOKE

Faculté de génie
Département de génie civil

STRATÉGIE DE MODÉLISATION 3D DES SOLIDES
TORONNÉS APPLIQUÉE À L'ÉTUDE DE LA
FATIGUE DES CONDUCTEURS DE LIGNES DE
TRANSPORT D'ÉNERGIE ÉLECTRIQUE

Thèse de Doctorat
Spécialité : génie civil

Sébastien LALONDE

Jury : Sébastien LANGLOIS, Ph.D. (directeur)
Raynald GUILBAULT, Ph.D. (co-directeur)
Radhouane MASMOUDI, Ph. D. (rapporteur)
Pierre VAN DYKE, Ph. D.
Lamine DIENG, Ph. D.

À Mélanie et nos filles, Éléonore, Raphaëlle et Margot

RÉSUMÉ

Le vieillissement des lignes de transport d'énergie électrique est une problématique majeure des réseaux. D'ailleurs, des problèmes se posent au plan de l'évaluation de l'état des conducteurs qui, soumis aux vibrations éoliennes, sont vulnérables à l'endommagement en fatigue. Surtout présent aux pinces de suspension, ce phénomène est encore difficile à quantifier, notamment quant à la prédiction de la durée de vie résiduelle des conducteurs.

D'autre part, avec le besoin croissant d'optimiser l'exploitation du réseau tout en maintenant sa fiabilité, une estimation précise de l'état d'endommagement des conducteurs est primordiale. Pour cela, une caractérisation des sollicitations à l'échelle des brins est d'abord requise. L'objectif principal de cette thèse vise donc le développement d'une stratégie de modélisation et d'analyse des conducteurs sollicités en vibrations éoliennes permettant une évaluation précise des conditions de chargement locales à l'échelle des brins, tout en tenant compte de l'effet de la géométrie des pinces de suspension.

Une stratégie de modélisation 3D des solides toronnés est d'abord développée avec la méthode des éléments finis selon une discrétisation individuelle des brins par éléments poutres, capable de traiter toutes les interactions inter-filaires en frottement. Cette modélisation traduit efficacement la cinématique des torons tout en donnant accès aux charges locales. Son caractère général lui permet aussi d'être appliquée à tout problème impliquant des torons.

Appliquée à l'étude des conducteurs sous l'effet des vibrations éoliennes, la stratégie conduit à une description précise de leur comportement tant au plan global en flexion que de la description des contraintes aux brins. Des estimations réalistes de durées de vie en fatigue des conducteurs sont même possibles par l'application de critères d'endommagement aux contraintes.

Ensuite, les pinces de suspension sont intégrées à la stratégie de modélisation selon une représentation surfacique traitant le contact pince/conducteur. Une comparaison à des mesures expérimentales met en relief la précision de l'approche. L'analyse de la solution numérique permet l'identification des zones critiques d'endommagement en contact à chacune des couches du conducteur et révèle des informations nouvelles quant à la nature de la sollicitation des brins à la pince de suspension.

Finalement, des travaux exploratoires proposent un nouveau concept d'analyse multi-échelles en combinant la modélisation numérique d'un système pince/conducteur à des essais de fatigue sur brins individuels. Une mise en œuvre préliminaire de l'approche permet de valider le concept et en jette les bases en vue de son application future.

En somme, la stratégie de modélisation développée dans cette thèse constitue un puissant outil d'analyse qui ouvre maintenant la voie à une caractérisation appropriée de la fatigue des conducteurs en vue ultimement de prédire leur durée et vie résiduelle.

Mots-clés: Lignes de transport électriques, Conducteurs électriques, Méthode des éléments finis, Solides toronnés, Pince de suspension, Fatigue en *fretting*, Vibrations Éoliennes

ABSTRACT

The aging of overhead transmission lines is a major concern for utilities. In particular, problems arise in assessing the integrity of conductors whose exposure to Aeolian vibrations renders them vulnerable to fatigue damage. Occurring mainly at the suspension clamps, conductor fatigue is still difficult to quantify, especially regarding the prediction of their residual life.

With the increasing need to optimize the power grid while maintaining its reliability, accurate evaluations of the conductor damage state become crucial. To this matter, a characterization of the stress levels at the wire scale is first required. The main objective of this thesis is therefore to develop a strategy for the modeling and analysis of conductors subjected to wind induced vibrations, allowing an accurate description of the local load conditions, while accounting for the effects of the suspension clamps.

A finite element wire strand modeling strategy is first developed based on a 3D beam element discretization, considering all frictional wire interactions. The modeling approach efficiently reproduces the wire strand kinematics while giving access to the local loads. Its general formulation also allows it to be applied to any problem involving strands.

Applied to the study of conductors subjected to Aeolian vibrations, the strategy leads to an accurate description of their behavior at both the global strand deformations and the wire stress description. Realistic conductor residual life estimates are even possible with the use of common damage criteria.

The suspension clamps are then incorporated into the modeling strategy using a surface representation of the conductor/clamp contact. Comparisons with experimental measurements highlight the precision of the approach. The model response analysis allows now the identification of the critical damage zones within each conductor layers and reveals new information about the nature of the wire stresses at the suspension clamp.

Finally, exploratory works propose a new concept of multi-scale analysis combining the numerical conductor/clamp modeling strategy to experimental fatigue tests on individual wires. A preliminary implementation of the approach validates the concept and lays the foundations for its future application.

In summary, the modeling strategy developed in this thesis constitutes a powerful analytical tool which now opens the way to an appropriate characterization of conductor fatigue with the ultimate objective to eventually predict their residual life.

Keywords: Electrical transmission lines, Overhead conductors, Finite element method, Multilayered wire strand, Suspension clamps, Fretting fatigue, Aeolian vibrations

REMERCIEMENTS

J'aimerais tout d'abord remercier le Conseil de Recherches en Sciences Naturelles et en Génie (CRSNG) du Canada, le Fonds Québécois de la Recherche sur la Nature et les Technologies (FQRNT), Rio Tinto Alcan et la chaire de recherche Hydro-Québec/RTE - Structures et mécanique des lignes de transport d'énergie électrique pour leurs appuis financiers qui ont rendu possible la réalisation de ce projet de recherche.

Je voudrais également remercier M. Frédéric Légeron, le directeur de thèse initial, de l'opportunité et la confiance accordées pour la réalisation de ce projet. Je tiens aussi à remercier M. Sébastien Langlois, d'abord en tant que collègue pour nos nombreux échanges stimulants à propos de la mécanique de ligne, mais également pour tout le soutien et la coordination qu'il a fourni en reprenant la direction de thèse, contribuant ainsi grandement à l'achèvement du projet.

Surtout, j'aimerais témoigner ma grande reconnaissance envers M. Raynald Guilbault qui depuis mes débuts aux études graduées s'est avéré être un formidable mentor. Ses précieux conseils et sa disponibilité complète ont été des éléments essentiels qui m'ont permis de mener à terme ce projet de recherche. Ces nombreuses années de collaboration auront marqué de façon remarquable ma carrière d'ingénieur.

Je remercie également les membres du jury M. Radhouane Masmoudi, M. Lamine Dieng et M. Pierre Van Dyke du précieux temps consacré à l'évaluation de la thèse et pour leurs judicieux conseils. J'aimerais aussi remercier les intervenants d'Hydro-Québec et RTE, dont notamment Mme Christine Yang et M. André Leblond, de l'intérêt constant démontré envers le projet et pour leurs apports toujours constructifs lors des comités de suivi.

J'aimerais également souligner la contribution importante de M. Marc Demers au volet expérimental du projet ainsi que celle de M. Amine Omrani dans la réalisation des essais. Aussi, je voudrais remercier M. Frédéric Lévesque pour son partage d'expérience sur la fatigue des conducteurs qui a assurément alimenté les développements dans cette thèse.

Je voudrais aussi remercier mes employeurs, Helix/Preformed Line Products, de m'avoir accordé la flexibilité nécessaire pour compléter cette thèse de doctorat et en particulier M. Jean-Philippe Paradis pour ses encouragements et les nombreuses discussions sur le sujet.

Je remercie également les membres de ma famille pour leur soutien inconditionnel tout au long de mon parcours académique.

Enfin, Mélanie, rien de cela n'aurait été possible sans ton amour et tes encouragements soutenus tout au long de ce projet, durant lequel nos trois merveilleuses filles ont vu le jour. De tout ce que nous avons pu réaliser ensemble, elles représentent assurément notre plus belle contribution. Pour tout cela, merci.

TABLE DES MATIÈRES

CHAPITRE 1 INTRODUCTION	1
CHAPITRE 2 REVUE DE LA LITTÉRATURE	5
2.1 Caractérisation de la fatigue des conducteurs.....	5
2.1.1 Notions de base des conducteurs de lignes de transport électrique	5
2.1.2 Conditions de chargement des conducteurs	8
2.1.3 Mécanismes d'endommagement en fatigue des conducteurs	15
2.2 Analyse théorique de la fatigue des conducteurs.....	21
2.2.1 Modèles rhéologiques des solides toronnés	22
2.2.2 Analyse du champ de contrainte en contact.....	25
2.2.3 Analyse de la fatigue en mécanique d'endommagement.....	27
2.2.4 Capacités et limitations des méthodes théoriques.....	29
2.3 Méthodes numériques appliquées à l'analyse des conducteurs	29
2.3.1 Modélisation des solides toronnés par éléments volumiques	30
2.3.2 Modélisation des solides toronnés par éléments poutres 3D	32
2.4 Conclusion	33
CHAPITRE 3 DÉFINITION DU PROJET DE RECHERCHE.....	35
3.1 Problématique	35
3.2 Objectifs de recherche	36
3.3 Organisation de la thèse.....	37
3.3.1 Modélisation 3D des solides toronnés (Chapitre 4)	37
3.3.2 Analyse numérique des efforts induits par vibrations éoliennes (Chapitre 5)	38
3.3.3 Modélisation des systèmes pince/conducteur (Chapitre 6).....	38
3.3.4 Approche multi-échelle d'analyse de la fatigue des conducteurs (Chapitre 7).....	39
CHAPITRE 4 MODÉLISATION 3D DES SOLIDES TORONNÉS	41
4.1 Avant-propos	41
4.2 Introduction.....	42
4.3 Finite element modeling approach.....	46
4.3.1 Multilayered wire strand geometry	46
4.3.2 Geometry discretization	47
4.3.3 Inter-wire contact modeling	48
4.3.4 Boundary conditions and loading application.....	50
4.3.5 Model solution	50
4.4 Model Validation	50
4.4.1 Wire strand analysis under axial loading	51
4.4.2 Strand response under combined axial/bending loads	55
4.5 Analysis of the wire strand under combined axial/bending loads	60
4.5.1 Distribution of inter-layer contact interaction.....	60
4.5.2 Wire axial force analysis.....	63
4.5.3 Inter-wire force analysis.....	65
4.6 Friction coefficient influence evaluation	69
4.6.1 Friction coefficient magnitude effect.....	69
4.6.2 Variable adhesion friction coefficient effect.....	71

4.6.3 Orthogonal friction coefficient effect	73
4.6.4 Orthogonal variable adhesion friction coefficient	78
4.7 Conclusion	80
CHAPITRE 5 ANALYSE NUMÉRIQUE DES VIBRATIONS ÉOLIENNES	83
5.1 Avant-Propos	83
5.2 Introduction	84
5.3 Theoretical approach	86
5.3.1 Y_b method	88
5.3.2 $f_{y_{max}}$ method.....	89
5.3.3 Theoretical endurance limits.....	89
5.4 Finite element modeling approach	90
5.4.1 Model construction	90
5.4.2 Boundary conditions and load configuration.....	91
5.4.3 Modeled ACSR.....	91
5.4.4 Interwire contact modeling	92
5.4.5 Numerical analysis of ACSR strand submitted to bending loads	93
5.4.6 Validation of the modeling approach.....	93
5.5 Relation between $f_{y_{max}}$ and Y_b criterion.....	94
5.6 Dynamic bending stress analysis (σ_a).....	104
5.6.1 Effects of coefficient of friction (μ).....	106
5.7 Fatigue life estimation (N_f).....	107
5.8 Conclusion	112
CHAPITRE 6 MODÉLISATION DES SYSTÈMES PINCE/CONDUCTEUR	115
6.1 Avant-Propos	115
6.2 Introduction	116
6.3 Finite element model	119
6.3.1 Conductor-clamp general model configuration	119
6.3.2 Conductor FE model.....	121
6.3.3 Suspension clamp FE model.....	123
6.3.4 General boundary conditions and node coupling	123
6.3.5 Loads description and application sequence.....	124
6.4 Model validation.....	126
6.4.1 ACSR Drake case study.....	126
6.4.2 ACSR Bersfort case study	130
6.5 Model response analysis.....	133
6.5.1 Distribution of interlayer contact interactions	133
6.5.2 Wire stress distribution	140
6.6 Conclusion.....	144
CHAPITRE 7 ANALYSE DE LA FATIGUE DES CONDUCTEURS PAR UNE APPROCHE MULTI-ÉCHELLES	147
7.1 Concept d'analyse multi-échelles.....	147
7.2 Approche multi-échelles en chargement axial.....	148
7.2.1 Montage à chargement axial	149
7.2.2 Paramètres d'essai.....	151
7.2.3 Résultats expérimentaux	152

TABLE DES MATIÈRES

7.3 Approche multi-échelles en chargement biaxial.....	153
7.3.1 Montage à chargement biaxial	154
7.3.2 Méthodologie d'application de l'approche multi-échelles.....	155
7.3.3 Paramètres d'essai.....	157
7.3.4 Résultats expérimentaux	159
7.4 Conclusion	161
CHAPITRE 8 CONCLUSION ET RECOMMANDATIONS	163
8.1 Retour sur la problématique et les objectifs de recherche	163
8.2 Contributions des travaux de recherche.....	169
8.3 Recommandations et travaux futurs	170
LISTE DES RÉFÉRENCES.....	173

LISTE DES FIGURES

Figure 2.1 - Configuration type des lignes électriques (a) et des pinces de suspension (b)	6
Figure 2.2 - Géométrie toronnée des conducteurs électriques.....	7
Figure 2.3 - Contact inter filaire latéral (a) et radial (b)	7
Figure 2.4 - Types de conducteur électrique	8
Figure 2.5 - Schématisation des vibrations induites par les charges de vent.....	9
Figure 2.6 - Région critique d'endommagement en fatigue	10
Figure 2.7 - Exemples de rupture en fatigue du conducteur à la pince de suspension	11
Figure 2.8 - Schématisation des conditions de chargement externe à la pince de suspension ..	11
Figure 2.9 - Schématisation des vibrations éoliennes.....	13
Figure 2.10 - Banc d'essai de fatigue à résonance	14
Figure 2.11 - Exemples de marques de <i>fretting</i> (a) [17], de surface de contact endommagée en <i>fretting</i> (b) [5] et de rupture de brin en <i>fretting</i> (c) [28]	15
Figure 2.12 - Modèle de contact élastique de Cattaneo-Mindlin	16
Figure 2.13 - Courbes d'hystérésis et marques de contact des régimes d'adhérence ou de glissement partiel (a), mixte (b) et de glissement (c)	17
Figure 2.14 - Schématisation de la nucléation des fissures selon le régime de <i>fretting</i>	18
Figure 2.15 - Schématisation de l'endommagement en <i>fretting</i> sur la surface externe de la couche interne d'un conducteur ACSR Drake	19
Figure 2.16 - Schématisation de l'endommagement en <i>fretting</i> sur la surface externe de la couche externe d'un conducteur ACSR Drake	20
Figure 2.17 - Composantes de forces d'un toron (a) et d'un brin (b).....	22
Figure 2.18 - Schématisation de la variation de EI et des boucles d'hystérésis en flexion des torons	24
Figure 2.19 - Schématisation de la déformation à un contact normal sphérique (a) et du champ de contrainte résultant selon Hertz (b).....	25
Figure 2.20 - Schématisation du déplacement d'un contact charge tangentielle (a) et de la largeur de la zone d'adhérence en fonction de la courbe d'hystérésis $Q - \delta$ (b).....	26
Figure 2.21 - Schématisation de la distribution de la pression, sur les brins, aux contacts inter filaire latéral (a), radial (b) et avec la pince de suspension	27

Figure 2.22 - Schématisation d'une modélisation avec éléments volumiques.....	31
Figure 2.23 - Schématisation d'une modélisation avec éléments poutres.....	32
Figure 4.1 - Wire strand load/deformation configuration (a), geometric configuration (b) and FE model using beam elements (c)	47
Figure 4.2 - (a) Lateral contact line and (b) radial contact point with 3D beam-to-beam contact configuration	48
Figure 4.3 – Wire strand cable under axial loading	51
Figure 4.4 - Axial strain vs. axial load for the 7-wire strand	52
Figure 4.5 - 120-wire strand partial view of Von Mises stress (σ_{VM}) distribution at (a) $\epsilon_a = 0.0056$ and (b) axial strain (ϵ_a) vs. axial load	54
Figure 4.6 - Wire strand cable under axial and bending loading	55
Figure 4.7 - S32 cable ($T = 280$ kN and $V_{max} = 40$ kN), Von Mises stress (σ_{VM}) distributions after (a) 2 load cycles and (b) 5 cycle load-deflection hysteresis curve at the cable center ($Z = 0$ mm), V variation between 0 and V_{max}	57
Figure 4.8 - S32 cable deflection a) Case 1, b) Case 2, c) Case 3 and d) Case 4.....	58
Figure 4.9 - ACSR cardinal ($T = 40$ kN and $V_{max} = 4.3$ kN), (a) deflection and (b) load-deflection curve at the cable center ($Z = 0$ mm), V variations between 0 and V_{max}	59
Figure 4.10 - ACSR Bersfort conductor, mapping of contact points status between (a) layers 2 and 3 and (b) between layers 3 and 4	61
Figure 4.11 - ACSR Cardinal at $V = 0.4V_{max}$, mapping of contact points status (a) between layers 2 and 3 and (b) between layers 3 and 4	62
Figure 4.12 - Analyzed conductor layers near vertical and horizontal planes (grayed zones) .	63
Figure 4.13 - Distributions of F when $V=V_{max}$ and ΔF for wires of layers 2, 3 and 4 located near the (a) vertical and (b) horizontal planes.....	64
Figure 4.14 - Distributions of P when $V=V_{max}$, ΔP , Q when $V=V_{max}$, ΔQ , δ when $V=V_{max}$ and $\Delta\delta$ for contact points located near the vertical (a) and horizontal (b) planes at layer interfaces 1-2, 2-3 and 3-4	66
Figure 4.15 - ACSR Cardinal ($T = 40$ kN and $V_{max} = 4.3$ kN), (a) deflection and (b) load-deflection curve at the cable center ($z = 0$ mm) V variations between 0 and V_{max} with different values of μ_a	70
Figure 4.16 - Two-level coefficient of friction model configuration	72

Figure 4.17 - ACSR Cardinal ($T = 40$ kN and $V_{\max} = 4.3$ kN), (a) deflection and (b) load-deflection curve at the cable center ($z = 0$ mm) V variation between 0 and V_{\max} considering multi-level μ_a	72
Figure 4.18 - (a) Indentation marks at inter-wire contact interfaces between layers 3 and 4 of a 19/54 ACSR Géant after being submitted to an axial tension of 20% RTS and (b) their interpretation with orthogonal friction coefficient concept.....	74
Figure 4.19 - ACSR Cardinal ($T = 40$ kN and $V_{\max} = 4.3$ kN) deflection curves considering orthogonal friction coefficients with a) $\mu_a = 0.5$, b) $\mu_a = 0.7$ and c) $\mu_a = 0.9$	75
Figure 4.20 -ACSR Cardinal ($T = 40$ kN & $V_{\max} = 4.3$ kN), (a and c) deflection $V = V_{\max}$ and (b and d) load-deflection curve at the cable center ($z = 0$ mm) V variations between 0 and V_{\max} considering multi-level and orthogonal coefficient concepts with μ_2 values 3.5 and 2.0	78
Figure 4.21 - ACSR Cardinal ($T = 40$ kN and $V_{\max} = 4.3$ kN), (a) deflection $V = V_{\max}$ and (b) load-deflection curve at the cable center ($z = 0$ mm) V variation between 0 and V_{\max} considering multi-level and orthogonal coefficient concepts with μ_2 values 3.5 and $\mu_a = 0.7$ everywhere.....	80
Figure 5.1 - Schematization of conductor standing wave vibrations (reproduced from EPRI (2006))	87
Figure 5.2 - Standardized conductor dynamic bending amplitude measurement.....	88
Figure 5.3 - FE model configuration (a) and Wire geometric configuration at fixed end (b)...	91
Figure 5.4 - $f_{y_{\max}}$ vs. Y_b for ACSR Drake (a), Crow (b) and Bersfort (c) at $T = 15\%$ RTS, 25% RTS and 35% RTS	94
Figure 5.5 - Single-layer ACSR 1/0 Y_b variation with (a) $f_{y_{\max}}$ and (b) T	96
Figure 5.6 - Comparison of Y_b values obtained from eq. (5.8) ((a) Ω_1 and (b) Ω_2 to FE evaluations with error bars	100
Figure 5.7 - Comparison of Y_b values obtained from eq. (5.9) (single-layer ACSR 1/0) to FE evaluations with error bars	100
Figure 5.8 - Commercial suspension clamp Y_b measurement.....	101
Figure 5.9 - Comparison of eq. (5.8) predictions with fatigue measurement of Y_b for ACSR at the exit of short radius metallic suspension clamps: (a) Drake, (b) Crow and (c) Bersfort tensioned at $T = 25\%$ RTS.....	102

Figure 5.10 - Strand orientation for dynamic bending stress (σ_a) evaluations.....	104
Figure 5.11 - Dynamic bending stress - ACSR 1/0 (a), ACSR Drake (b), ACSR Crow (c) and ACSR Bersfort (d).....	106
Figure 5.12 - Variation of σ_a with Y_b in (a) outer layer 3 and (b) inner layer 2 for an Drake ACSR at $T = 25\%$ RTS – influence of μ_a	107
Figure 5.13 - Y_b-N_f 1 st break for Drake ACSR (a) and Crow ACSR (b) with prediction curves derived from the stress-life eq. (5.12)	109
Figure 5.14 - Y_b-N_f 1 st break for (a) Drake ACSR and (b) Crow ACSR with prediction curves derived from the strain-life eq. (5.13)	110
Figure 6.1 - (a) Usual loading conditions at the suspension clamp and (b) Schematization of Y_b measurement at a suspension clamp.....	117
Figure 6.2 - Schematic representation of the conductor-clamp configuration.....	120
Figure 6.3 - Conductor-Suspension clamp finite element model (ACSR Drake configuration shown).....	122
Figure 6.4 - 3D Line-to-surface contact elements for wire to clamp contacts	123
Figure 6.5 - FE analysis load application sequence	124
Figure 6.6 - (a) Schematic representation of strain gauge configuration and (b) Von Mises stress distribution (ACSR Drake at maximum deflection for $Y_b = 0.90$ mm ($\beta_0 + \Delta\beta$))	127
Figure 6.7 - ACSR Drake static strain at $T = 25\%$ RTS (a) before and (b) after clamping....	128
Figure 6.8 - ACSR Drake dynamic strain amplitude at (a) $Y_b = 0.3$ mm and (b) $Y_b = 0.9$ mm	129
Figure 6.9 - ACSR Bersfort static strain at $T = 25\%$ RTS (a) before and (b) after clamping.	131
Figure 6.10 - ACSR Bersfort dynamic strain amplitude at (a) $Y_b = 0.32$ mm and (b) $Y_b = 0.76$ mm.....	132
Figure 6.11 - Schematization of ACSR Drake contact status mapping at $Y_b = 0.82$ mm, reproduced from [38], for inter-wire contacts between (a) layers 1 and 2, (b) layers 2 and 3, and (c) between layer 3 and the clamp surface	134
Figure 6.12 - ACSR Drake contact status mapping at $Y_b = 0.3$ mm for inter-wire contacts between (a) layers 1 and 2, (b) layers 2 and 3, and (c) between layer 3 and the clamp surface	135

Figure 6.13 - ACSR Drake contact status mapping at $Y_b = 0.9$ mm for inter-wire contacts between (a) layers 1 and 2, (b) layers 2 and 3, and (c) between layer 3 and the clamp surface	136
Figure 6.14 - ACSR Bersfort contact status mapping at $Y_b = 0.32$ mm for inter-wire contacts between (a) layers 1 and 2, (b) layers 2 and 3, (c) layers 3 and 4, and (d) between layer 4 and the clamp surface	138
Figure 6.15 - ACSR Bersfort contact status mapping at $Y_b = 0.76$ mm for inter-wire contacts between (a) layers 1 and 2, (b) layers 2 and 3, (c) layers 3 and 4, and (d) between layer 4 and the clamp surface	139
Figure 6.16 - Stress amplitude distributions $\sigma_{a,t}$ (upper charts), $\sigma_{a,b}$ (middle charts) and $\sigma_{a,t+b}$ (lower charts) for ACSR Drake wires of layer 2 for (a) $Y_b = 0.30$ mm and (b) $Y_b = 0.90$ mm	141
Figure 6.17 - Stress amplitude distributions $\sigma_{a,t}$ (upper charts), $\sigma_{a,b}$ (middle charts) and $\sigma_{a,t+b}$ (lower charts) for ACSR Drake wires of layer 3 for (a) $Y_b = 0.30$ mm and (b) $Y_b = 0.90$ mm	142
Figure 6.18 - Stress amplitude distributions $\sigma_{a,t}$ (upper charts), $\sigma_{a,b}$ (middle charts) and $\sigma_{a,t+b}$ (lower charts) for ACSR Bersfort wires of layer 3 for (a) $Y_b = 0.32$ mm and (b) $Y_b = 0.76$ mm	142
Figure 6.19 - Stress amplitude distributions $\sigma_{a,t}$ (upper charts), $\sigma_{a,b}$ (middle charts) and $\sigma_{a,t+b}$ (lower charts) for ACSR Bersfort wires of layer 4 for (a) $Y_b = 0.32$ mm and (b) $Y_b = 0.76$ mm	143
Figure 7.1 – Schématisation de l’approche multi-échelles d’analyse de la fatigue des conducteurs	148
Figure 7.2 - Schématisation du chargement axial	149
Figure 7.3 - Configuration du montage expérimental en chargement axial	150
Figure 7.4 - Configuration des coussinets de contact	151
Figure 7.5 - Exemple de rupture et d’usure en fretting obtenus des essais en chargement axial selon les configurations A1 (a) et A2 (b et c)	152
Figure 7.6 - Schématisation du chargement biaxial	154
Figure 7.7 - Configuration du montage en chargement bi axial	155
Figure 7.8 - Configuration du modèle local	156

Figure 7.9 - Processus de mise en application de l'approche multi-échelles	156
Figure 7.10 - Schématisation de la variation du chargement biaxial	158
Figure 7.11 - Rupture du fil à la sortie (a) et au centre du contact (b), ainsi qu'au collet de serrage (c)	159
Figure 7.12 - Exemple de bris en <i>fretting</i> en chargement biaxial (configuration B1 essais 1 (a) et 2(b))	159
Figure 7.13 - Marque de fretting au coussinet de contact	160

LISTE DES TABLEAUX

2.1	Caractéristiques des phénomènes de vibration.....	9
4.1	Properties of 7-wire strand	51
4.2	Core-wire contact force comparison.....	53
4.3	Properties of 120-wire multilayered strand	53
4.4	Properties of S32 cable	55
4.5	Properties of Cardinal ACSR conductor	55
5.1	ACSR general properties	92
5.2	ACSR stranding properties.....	92
5.3	Factors and levels for the interpolation domains (Ω)	95
5.4	Eq. (5.8) c_i coefficients.....	97
5.5	Factors and levels for the single-layer ACSR 1/0 case	98
5.6	Eq. (5.9) c_i coefficients for single layer ($10 \leq f_{y_{max}} < 600$ mm/s)	98
5.7	Validation plan (single layer ACSR) factor values	99
5.8	Validation plan (multilayer ACSR) factor values	99
5.9	Eq. (5.9) c_i coefficients for Drake, Crow and Bersfort ACSR when $\mu_a = 0.5$	103
5.10	1350-H19 aluminum properties.....	108
6.1	ACSR Mechanical Properties.....	119
6.2	ACSR Stranding Properties	120
6.3	Geometric parameters of conductor-clamp systems.....	121
6.4	Loading parameters of conductor-clamp systems	125
7.1	Paramètres d'essai en chargement axial	152
7.2	Paramètres de chargement du système pince/conducteur.....	157
7.3	Paramètres d'essai en chargement bi axial	157
7.4	Durée de vie en fatigue (N_f) en chargement biaxial	160

LISTE DES SYMBOLES

Alphabet latin

A_i	Superficie de la section transversale du brin i
AE	Rigidité axiale d'un toron
b	Exposant d'endurance du matériau
c	Exposant de ductilité du matériau
c_{di}	Rapport μ_{di}/μ_{ai} dans la direction i
d	Diamètre d'un brin
d_s	Diamètre du brin spécimen
D	Diamètre extérieur du toron
E	Module d'élasticité
E_t	Module tangent
EI	Rigidité de flexion d'un toron
F	Effort axial d'un brin
F_C	Force de serrage appliqué à la pince de suspension
f_{Kn}	Coefficient de rigidité de contact normal
f_{Kt}	Coefficient de rigidité de contact tangentielle
f_n	Fréquence naturelle
$f_{y_{max}}$	Indicateur de fatigue (fréq. d'excitation (f) par l'amplitude au ventre y_{max})
I	Moment d'inertie
I_{0i}	Moment d'inertie par à l'axe central du brin
K_n	Rigidité de contact normale
K_t	Rigidité de contact tangentielle
L	Longueur du toron
l	Distance normale entre l'axe central de deux éléments poutres
M_b	Moment de flexion
M_t	Moment de torsion
m	Masse linéique du toron
N_f	Nombre de cycles à la rupture
n_i	Nombre de brin de la couche i
P	Force de contact normale
p	Pression de contact normale
Q	Force de contact tangentielle
q	Traction de contact tangentielle
R_i	Rayon d'enroulement de la couche du brin i
R_{ct}	Rayon de contact entre deux couches de brins

r_i	Rayon du brin i
S_e	Contrainte de limite d'endurance
T	Tension axiale appliquée au toron
T_0	Tension statique
ΔT	Amplitude de tension
T_C	Couple de serrage appliqué à la pince de suspension
u_0	Déflexion statique
Δu	Amplitude de déflexion
V	Charge transversale
V_s	Vitesse de vent à la résonance du conducteur
Δx	Distance entre deux points de contact
Y_b	Double amplitude de flexion d'un conducteur à 89mm du LPC

Alphabet grec

α	Angle d'enroulement
β_0	Angle de déflexion statique du conducteur par rapport à l'horizontal
β_p	Angle de déflexion statique du conducteur du côté passif
$\Delta\beta$	Amplitude de variation d'angle de déflexion statique du conducteur
δ	Glissement à l'interface de contact
ε_a	Amplitude de déformation
ε_f	Coefficient de ductilité du matériau
γ_i	Position angulaire du brin i
κ	Rayon de courbure du toron
μ	Coefficient de frottement
μ_a	Coefficient de frottement d'adhésion
μ_d	Coefficient de frottement de déformation
$\mu_{1,2}$	Coefficient de frottement dans les directions principales 1 et 2
ν	Coefficient de Poisson
Ω	Domaine d'interpolation
σ_a	Amplitude de contrainte
$\sigma_{a,t}$	Amplitude de contrainte en tension
$\sigma_{a,b}$	Amplitude de contrainte en flexion
$\sigma_{a,t+b}$	Amplitude de contrainte combinée en tension et flexion
σ_f	Coefficient d'endurance du matériau
σ_u	Contrainte ultime
σ_y	Contrainte d'écoulement

LISTE DES ACRONYMES

AAC	All Aluminium Conductors
AAAC	All Aluminium Alloy Conductors
ACSR	Aluminium Conductors Steel Reinforced
FE	Finite Element ou Élément fini
KE	Keeper Edge ou arête de contact du sabot
LPC	Last Point of Contact ou dernier point de contact avec la gouttière
MEF	Méthode des Éléments Finis
RTS	Rated Tensile Strength ou résistance à la traction

CHAPITRE 1

INTRODUCTION

Le vieillissement des lignes de transport d'énergie électrique est l'une des problématiques majeures des réseaux, certaines ayant atteint ou même dépassé leur durée de vie utile [1]. D'ailleurs, une étude récente révèle qu'au Canada seulement, le réseau de transport nécessitera des investissements de l'ordre de 35.8G\$ d'ici 2030 [2]. Dans un contexte où les ressources sont limitées, l'optimisation des investissements est primordiale et il devient donc essentiel de bien identifier les besoins et ainsi mieux cibler les interventions.

Or, des problèmes se posent au plan de l'évaluation de l'état de performance des conducteurs qui, sous les charges de vent, sont soumis à de nombreux cycles de fatigue en flexion [3]. Ceux-ci conduisent à l'amorce de fissures par petits débattements (*fretting*) dont les conséquences sont difficiles à quantifier, notamment quant à la durée de vie résiduelle des conducteurs. En effet, les études traitant du sujet offrent des caractérisations plutôt qualitatives de l'endommagement en *fretting*, établie essentiellement à partir d'observations expérimentales [4], [5]. En raison, notamment de la géométrie complexe des conducteurs, aucun outil ou méthode d'estimation directe et précise de leur durée de vie en fatigue n'est actuellement disponible. Par conséquent, cette évaluation requiert habituellement de long et coûteux essais en laboratoire [6].

Cette thèse s'inscrit dans un projet d'une portée plus large et dont l'objectif ultime serait d'arriver à établir une prédiction relativement précise de la durée de vie résiduelle des conducteurs en fonction des conditions de chargement externes. Cela contribuerait ainsi à une exploitation davantage optimisée des réseaux électriques, tout en réduisant les risques de défaillance causée par des bris en fatigue aux conséquences parfois catastrophiques.

Dans cette optique, un des éléments essentiels à la quantification de l'endommagement des conducteurs est la caractérisation précise de leur état de sollicitation, notamment aux niveaux des contraintes locales dans les brins. Cette tâche comporte plusieurs aspects complexes intrinsèques à la géométrie toronnée des conducteurs pour lesquels aucune solution appropriée

n'est actuellement disponible. Cela soulève donc la question principale à laquelle ce projet de recherche tente de répondre :

Comment serait-il possible d'analyser de manière précise les conditions de sollicitations locales des brins d'un conducteur soumis à des vibrations éoliennes, en vue de prédire éventuellement sa durée résiduelle en fatigue?

En réponse à cette question, l'objet principal de cette recherche vise le développement d'une stratégie de modélisation tridimensionnelle des solides toronnés par la méthode des éléments finis, appliquée à l'analyse de la fatigue des conducteurs. Ceci implique les objectifs sous-jacents suivants : (1) la définition d'une stratégie de modélisation détaillée et efficace des conducteurs, tenant compte de leur géométrie toronnée et du chargement multiaxial, (2) l'identification des paramètres de frottement et conditions frontières appropriées à une simulation réaliste du problème et (3) l'intégration au modèle de l'effet des systèmes de fixation où la majeure partie des bris en fatigue sont observés.

Une revue de la littérature présentée au chapitre 2 amorce d'abord cette thèse, permettant ainsi de bien établir le cadre théorique menant à la formulation d'une stratégie de recherche au chapitre 3. Les chapitres 4 à 7 comportent l'essentiel des travaux et développements réalisés dans ce projet. Au chapitre 4, la stratégie de modélisation des solides toronnés y est présentée en détail où la comparaison des résultats numériques à des données expérimentales publiées confirme la validité de l'approche proposée. Le chapitre 5 propose plutôt une application de la modélisation à l'analyse numérique de l'endommagement en fatigue des conducteurs sous l'effet de vibrations éoliennes. La géométrie des systèmes de fixation, notamment celle des pinces de suspension est intégrée au modèle au chapitre 6. Finalement, le chapitre 7 établit les bases d'une stratégie d'analyse multi-échelles de la fatigue des conducteurs qui combine une méthode d'essai expérimentale à l'échelle des brins d'aluminium à la solution obtenue à l'échelle du conducteur par modélisation numérique.

Les principales contributions découlant des travaux de recherche présentés dans cette thèse sont:

- Une stratégie de modélisation des solides toronnés qui rend maintenant possible l'analyse des câbles toronnés selon leur cinématique complexe et des configurations de chargement multiaxial représentatives des problèmes d'ingénierie.
- L'application de la stratégie de modélisation à l'étude des conducteurs sollicités en vibrations éoliennes reproduisant de manière précise le comportement macroscopique du conducteur, de même que l'état de contrainte à l'échelle des brins permettant des estimations réalistes de durées de vie en fatigue.
- L'intégration de l'effet des pinces de suspension à la stratégie de modélisation qui se révèle être un outil complet d'analyse détaillée et précise des conducteurs selon des configurations géométriques et de chargement représentatif des conditions d'endommagement réelles.

Enfin, l'approche d'analyse multi-échelles proposée en complément du projet, ouvre vers de nouvelles possibilités de caractérisation de la fatigue des conducteurs traitant de façon cohérente et inter-reliée les aspects macroscopiques et microscopiques du phénomène.

CHAPITRE 2

REVUE DE LA LITTÉRATURE

Ce chapitre propose d'abord une mise en contexte par revue qualitative de la fatigue des conducteurs en y présentant les principales caractéristiques des phénomènes et mécanismes d'endommagement en cause. L'étude théorique du problème est ensuite traitée à travers les modèles analytiques dédiés aux solides toronnés. Aussi une brève incursion au niveau de l'application de la mécanique du contact et de l'endommagement permet d'entrevoir les possibilités d'un raffinement de l'analyse de la fatigue des conducteurs, mais révèle surtout la nécessité d'une représentation précise des efforts internes induits aux conducteurs. Ainsi, le dernier volet porte sur les différentes approches numériques visant une modélisation plus réaliste des solides toronnés.

En dressant un portrait détaillé du contexte d'endommagement des conducteurs et des limitations actuelles quant à son analyse selon les méthodes présentement disponibles, cette revue permettra une interprétation plus claire de la problématique de recherche. Il en résultera ainsi, au chapitre suivant, une définition précise du cadre d'analyse et des objectifs visés.

2.1 Caractérisation de la fatigue des conducteurs

Cette section expose un portrait détaillé du sujet, notamment par une présentation du contexte dans lequel la fatigue des conducteurs s'observe, mais aussi en abordant en profondeur la nature des mécanismes en causes tout au long du processus d'endommagement menant à la rupture des brins. Le but visé ici est de mettre en relief les facteurs importants de la fatigue des conducteurs, ce qui permettra ensuite de mieux juger de l'applicabilité des méthodes d'analyse déjà disponibles, puis finalement de proposer une solution adéquate au problème.

2.1.1 Notions de base des conducteurs de lignes de transport électrique

Les conducteurs sont les composantes maîtresses des lignes aériennes de transport électrique en assurant la continuité électrique entre les nœuds du réseau [7]. L'arrangement des conducteurs peut être simple ou en faisceau dont l'espacement est assuré par des entretoises.

Tandis qu'au pylône, chaque conducteur est, dans la majorité des cas, maintenu par des pinces de suspension (Figure 2.1a).

Caractéristiques générales des pinces de suspension

Les pinces de suspension ont pour tâche principale de soutenir les charges mécaniques imposées aux conducteurs tout en minimisant l'endommagement pouvant leur être causé par les blocages imposés. Elles présentent habituellement une conception simple composée d'une gouttière où s'appuie le conducteur et d'un sabot permettant l'application d'une pression de serrage au moyen de boulons en U (Figure 2.1b). Les profils géométriques de la gouttière et du sabot doivent épouser la courbure naturelle du conducteur au point de fixation et offrir une terminaison en ouverture, minimisant ainsi les points de surcharge en contact [8]. Les conditions de chargement étant complexes, il est difficile d'obtenir une conception optimale [8]. En fait, la littérature ne propose aucun outil d'analyse suffisamment détaillée qui permettrait l'étude de la géométrie des systèmes de fixation, en lien avec la cinématique des conducteurs.

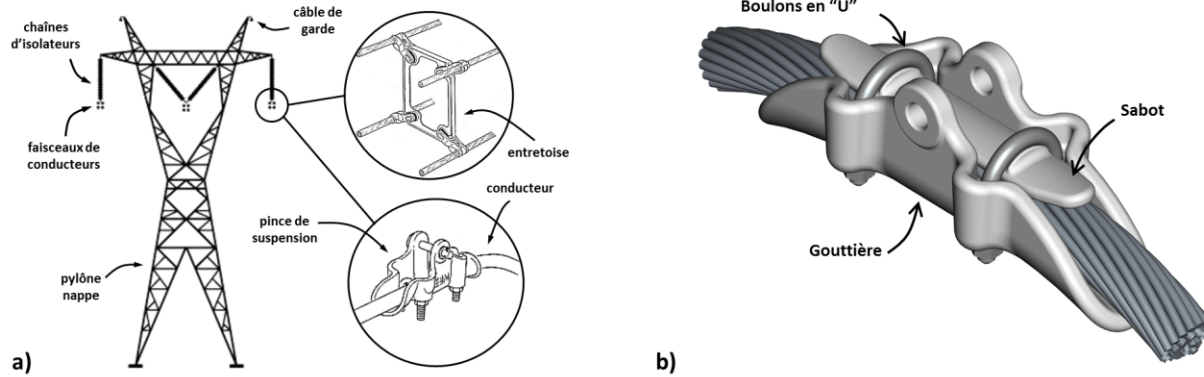


Figure 2.1 - Configuration type des lignes électriques (a) et des pinces de suspension (b)

Caractéristiques géométriques générales des conducteurs

Les conducteurs sont composés de brins d'un matériau de faible résistivité électrique habituellement cylindriques. L'arrangement de ceux-ci forme un toron où l'enroulement des couches est alternée de sorte à minimiser la torsion [9] (Figure 2.2).

2.1 - CARACTERISATION DE LA FATIGUE DES CONDUCTEURS

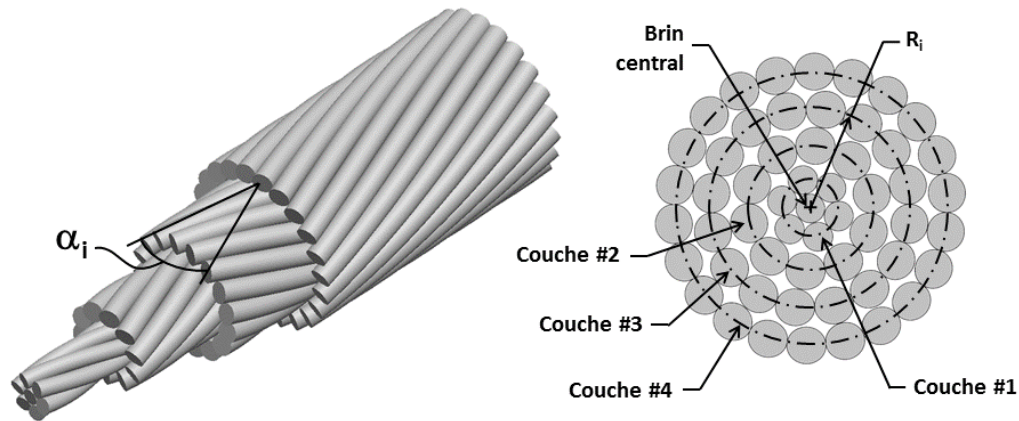


Figure 2.2 - Géométrie toronnée des conducteurs électriques

Contacts inter filaires

L'arrangement superposé des couches de brins tel qu'illustré à la Figure 2.2 conduit à deux types de contacts inter filaires: (1) les points de contact entre couches adjacentes (contact radial) et (2) les lignes de contact entre les brins d'une même couche (contact latéral) (Figure 2.3) [10]. Les interactions entre le brin central et ceux de la première couche, forment également des lignes de contact.

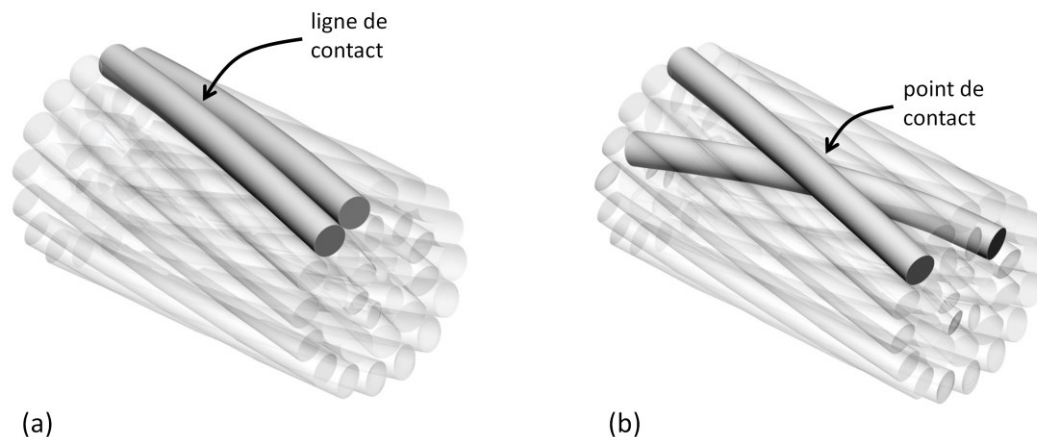


Figure 2.3 - Contact inter filaire latéral (a) et radial (b)

Comparativement aux contacts latéraux, les contacts radiaux causent beaucoup plus d'endommagement aux câbles de par leur effet très localisé engendrant des contraintes de contact plus élevées [10]. D'ailleurs, il a été démontré que l'état et la variation des contraintes aux points de contact radiaux était un des facteurs primaires du comportement en fatigue des solides toronnés [11].

Types de conducteurs

Différents types de conducteur sont disponibles (Figure 2.4). Pour de courtes portées, des conducteurs d'aluminium pratiquement pur (ex. : 1350-H19), sont couramment employés (All Aluminium Conductor (AAC) [8]. Pour des longueurs importantes, des conducteurs faits d'alliages d'aluminium de la série 6000 (All Aluminium Alloy Conductor - AAAC) sont davantage utilisés. Afin d'obtenir un rapport rigidité/masse le plus élevé possible, un cœur fait d'un matériau plus résistif est souvent intégré aux câbles. Ces conducteurs sont munis d'un cœur composé de brins d'acier galvanisé (Aluminium Conductors Steel Reinforced (ACSR)) [9]. L'utilisation des conducteurs ACSR est très répandue dans les lignes de transport.

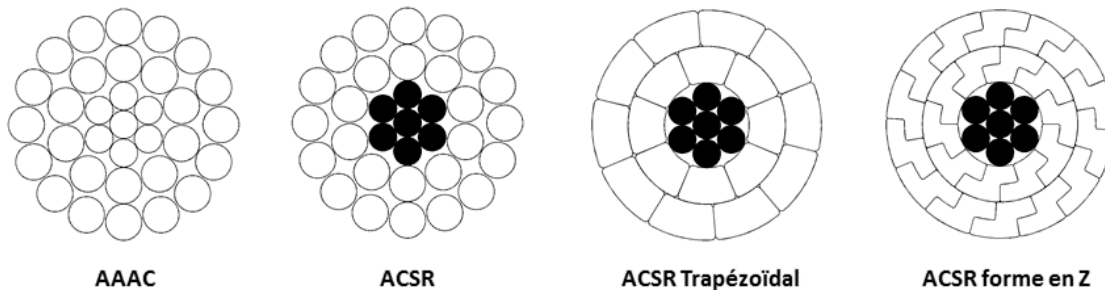


Figure 2.4 - Types de conducteur électrique

Les brins sont habituellement de forme cylindrique, mais d'autres géométries sont parfois employées. Par exemple, dans le but d'améliorer la compacité, des brins de forme trapézoïdale ou en « Z » peuvent être utilisés (Figure 2.4).

2.1.2 Conditions de chargement des conducteurs

Charges de vent

La vulnérabilité des conducteurs aux conditions climatiques est surtout liée aux charges de vent qui se traduisent en phénomènes vibratoires causés par les détachements tourbillonnaires (Figure 2.5).

2.1 - CARACTERISATION DE LA FATIGUE DES CONDUCTEURS

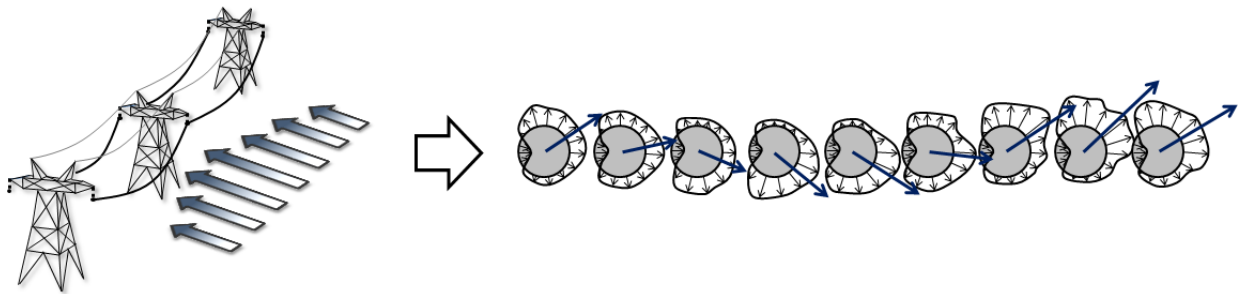


Figure 2.5 - Schématisation des vibrations induites par les charges de vent
(Adapté de EPRI [12])

En général, trois types de mouvement peuvent survenir : (1) les vibrations éoliennes, (2) le phénomène de galop et (3) les oscillations de sillage inhérents aux faisceaux de conducteurs [12]. Le Tableau 2.1 quantifie les causes et effets de chacun de ces modes vibratoires [12] où le paramètre d'amplitude est exprimé par rapport au diamètre du conducteur (D).

Tableau 2.1 - Caractéristiques des phénomènes de vibration

Paramètres	Vibrations	Galop	Oscillations de sillage
Fréquence (Hz)	3 - 150	0,08 - 3	0,15 - 10
Amplitude (D)	0,01 - 1	5 - 300	0,5 - 80
Vitesse du vent (m/s)	1 - 7	7 - 18	4 - 18
Temps d'endommagement	3 mois - 20 ans	1 - 48 hrs	1 mois - 8 ans

Les vibrations éoliennes se caractérisent par de faibles amplitudes de déplacement et des fréquences d'excitation élevées menant à un long processus de fatigue. Le galop est quant à lui un phénomène ayant des impacts plus drastiques où les effets sont rapides. Ainsi, pour le galop, il s'agit plus de prévenir le phénomène que de prédire l'accumulation de l'endommagement. Enfin, les oscillations de sillage ont plutôt un effet à moyen terme où l'endommagement se limite surtout à une accélération de l'usure des composantes telles les entretoises ou les composantes de la chaîne en suspension (ex.: palonnier, tenon d'isolateur), pouvant être facilement réparées [13].

Malgré l'importance des différents types de charge de vent, cette revue est plutôt consacrée à l'endommagement des conducteurs associé aux vibrations éoliennes, celui-ci représentant la problématique la plus fréquente [12].

Excitations éoliennes des conducteurs

L'excitation du conducteur s'amorce lorsque la fréquence des détachements tourbillonnaires, caractérisée par les nombres de Strouhal (St) et de Reynolds (Re), approche une des fréquences naturelles du câble [8]. L'expression (2.1) permet d'estimer, pour une fréquence naturelle f_n donnée, la vitesse du vent V_S à laquelle le conducteur entrera en résonance. En négligeant la rigidité de flexion (EI), f_n peut être estimé à $n\sqrt{T/m}/(2L)$ où n est le mode (i.e. $n = 1, 2, 3, \dots$), L la longueur du conducteur et D son diamètre. Lorsque le mouvement vibratoire du conducteur s'amorce, le mode d'excitation sera maintenu pour des vitesses de vent pouvant varier entre 90 et 130% de la valeur V_S issue de l'éq. (2.1) [8].

$$V_S = \frac{f_n D}{St} \quad (2.1)$$

Régions critiques d'endommagement

L'endommagement des conducteurs produit par les vibrations éoliennes s'observe surtout aux pinces de suspension où les charges de flexion y sont plus importantes. Zhou et al. [16] précisent que la zone critique se situe entre le point marquant la fin du contact avec le sabot (*Keeper Edge* ou *KE*) et le dernier point de contact du conducteur avec la gouttière (*Last Point of Contact* ou *LPC*) (Figure 2.6). Celui-ci diffère selon l'angle que forme l'axe du conducteur avec l'horizontale (β_0).

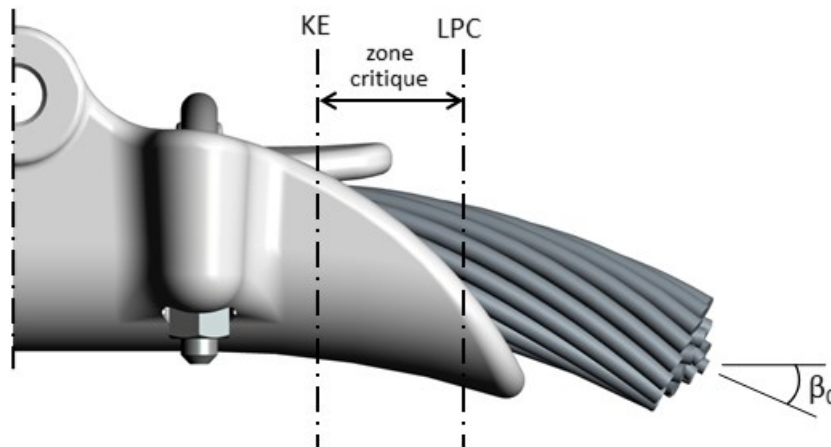


Figure 2.6 - Région critique d'endommagement en fatigue

2.1 - CARACTERISATION DE LA FATIGUE DES CONDUCTEURS

De par leur masse, les systèmes d'entretoises peuvent générer des nœuds de vibration [3] et il est alors possible qu'il y ait endommagement en fatigue à leur système de fixation. Cela est toutefois moins fréquent qu'aux pinces de suspension et de ce fait, seules ces dernières sont considérées dans la présente étude où la Figure 2.7 illustre des exemples de rupture en fatigue.

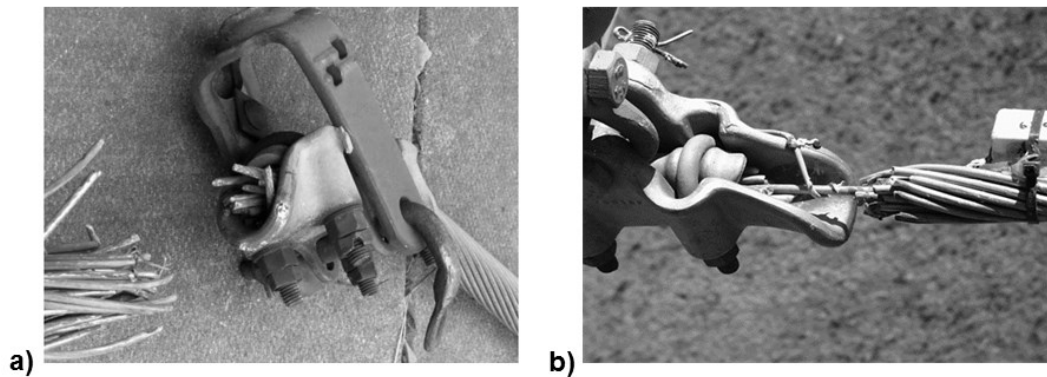


Figure 2.7 - Exemples de rupture en fatigue du conducteur à la pince de suspension ((a) Tiré de Cloutier et al. [14] et (b) tiré de Halsan et al. [15])

Composantes de chargement externe

Dans la région critique, le conducteur doit supporter une charge axiale en tension liée à son poids (T), un moment de flexion induit par β_0 et une force de contact (F_c) imposée par la pince de suspension [16] (Figure 2.8). La tension axiale crée aussi un moment de torsion interne en sens inverse à l'enroulement [17] et le changement de courbure au point de fixation ajoute un étirement des brins [18]. C'est toutefois le chargement cyclique en flexion ($\pm\Delta\beta$ à la Figure 2.8) qui est la principale source d'endommagement en fatigue [3]. Soumis à ces moments de flexion alternés, la courbure du conducteur varie et génère un certain mouvement oscillatoire entre les contacts inter filaires pouvant conduire rapidement au bris en fatigue [5].

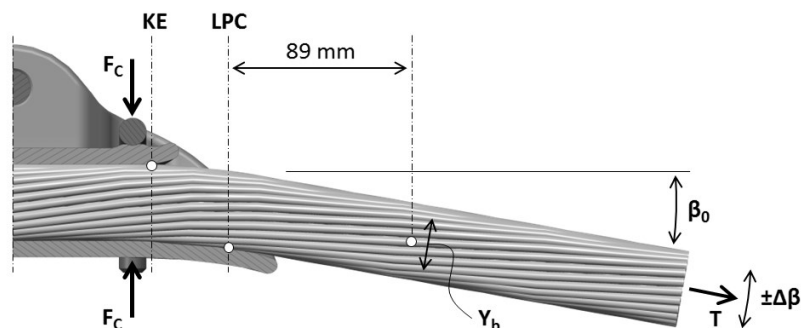


Figure 2.8 - Schématisation des conditions de chargement externe à la pince de suspension

Évaluation de la sévérité du chargement

Les normes actuelles (ex. IEEE, CEI) lient directement le degré de sollicitation d'un conducteur en fatigue à l'amplitude de flexion (Y_b) mesurée à 89 mm du LPC (Figure 2.8) [3]. Ce paramètre étant plus facile à mesurer que la déformation de flexion au LPC [19], les normes ont adopté cette mesure quantitative de la sollicitation des conducteurs. C'est aussi par souci de standardisation que la position de 89 mm (3.5 po) a été choisie [19]. Enfin, à 89 mm du LPC, le conducteur réagissant de manière similaire à une poutre encastree en divergeant du mouvement sinusoïdal imposé par les vibrations [20], il est alors possible d'analyser la situation selon les hypothèses qu'implique cette configuration. Selon cette hypothèse, Y_b est reliée à une contrainte idéalisée d'amplitude de flexion (σ_a) selon l'équation de Poffenberger-Swart (PS) (eq.(2.2)) où d est le diamètre des brins, T la tension axiale, E_a le module d'élasticité de l'aluminium et z correspond au point de mesure (c.-à-d. 89 mm).

$$\sigma_a = \frac{Y_b d E_a T}{4(EI) \left(e^{-\sqrt{\frac{T}{EI}} z} - 1 + \sqrt{\frac{T}{EI}} z \right)} \quad (2.2)$$

Le terme EI représente la rigidité de flexion du conducteur qui a une valeur minimale (EI_{min}) pour un comportement individuel des brins sans frottement. À l'inverse, EI_{max} correspond à l'hypothèse d'un conducteur réagissant comme une poutre solide (c.-à-d. sans glissement). En raison des micro-glissements aux points de contact, le comportement réel se situe toujours entre ces deux extrêmes [3]. Néanmoins, en pratique c'est la valeur de EI_{min} qui est employée avec la relation PS (eq.(2.2)) [21]

Alternativement, la contrainte idéalisée σ_a peut être estimée à partir de la fréquence d'excitation du conducteur (f) et de l'amplitude au ventre du mouvement sinusoïdal (y_{max}) (Figure 2.9) selon l'équation (2.3), où m est la masse linéique du conducteur et $f y_{max} = \Delta \beta \sqrt{T/m} / (2\pi)$ [3].

2.1 - CARACTERISATION DE LA FATIGUE DES CONDUCTEURS

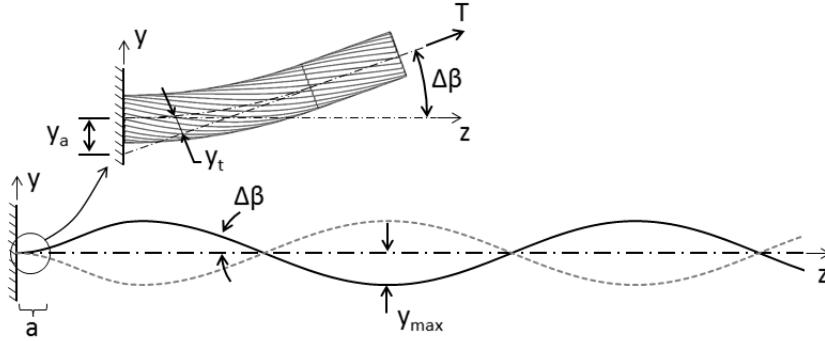


Figure 2.9 - Schématisation des vibrations éoliennes
(reproduit de EPRI [21])

$$\sigma_a = \pi d E_a \sqrt{\frac{m}{EI}} f y_{max} \quad (2.3)$$

Bien que les expressions précédentes de σ_a ne soient pas physiquement reliées à l'endommagement par fatigue, elles peuvent néanmoins traduire la sensibilité des conducteurs aux paramètres Y_b et $f y_{max}$ [3]. Ainsi, en reliant Y_b ou $f y_{max}$ au nombre de cycles à la rupture d'un conducteur, il est possible d'en déduire expérimentalement une courbe de fatigue de type S-N en fonction de ces indicateurs. De par leur nature différente, les indicateurs Y_b et $f y_{max}$ mènent toutefois à des limites d'endurance divergentes lorsque exprimées en termes de σ_a . Par exemple, les observations expérimentales démontrent que la limite d'endurance moyenne des conducteurs multicouches est de 8.5 MPa lorsqu'établi avec Y_b (équ. (2.2)) et de 22 MPa avec $f y_{max}$ (équ.(2.3))[21]. Il est à noter, que la limite d'endurance (S_e) réelle de l'aluminium 1350-H19 est plutôt de 48.3 MPa [22].

Évaluation de la limite d'endurance et durée de vie résiduelle des conducteurs

En raison des limitations actuelles des outils d'analyse et de la complexité de l'endommagement des conducteurs, leur résistance en fatigue ne peut qu'être évaluée expérimentalement [6]. Pour une combinaison pince/conducteur et un niveau de tension (T) donnée, la norme IEC 62568 [6] recommande l'utilisation d'un banc à résonance (Figure 2.10) permettant une excitation contrôlée du conducteur selon les paramètres Y_b et $f y_{max}$. De plus, un minimum de douze (12) essais en fatigue sont requis afin de déterminer la limite d'endurance où trois (3) d'entre eux doivent être réalisés selon des niveaux de sollicitation Y_b ou $f y_{max}$ ne produisant aucun bris de fil au-dessous de 500 Mcycles [6]. La norme IEC recommande aussi

une fréquence d'excitation à l'intérieur d'une plage de 10 à 60Hz. Typiquement, les essais sont plutôt réalisés à une fréquence entre 50 et 60 Hz et durent alors près de 4 mois pour 500 Mcycles. Plusieurs bancs d'essai sont souvent utilisés en parallèle pour minimiser la durée totale des essais.

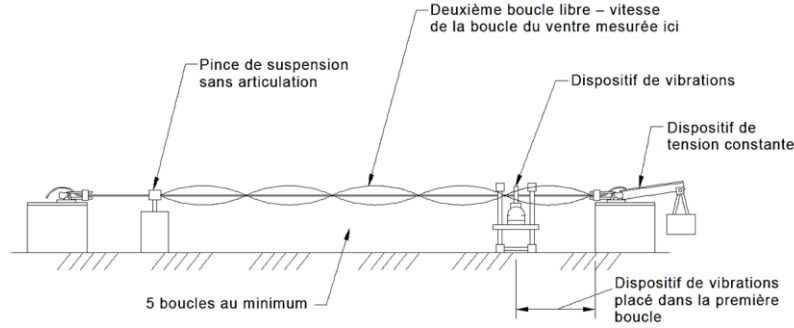


Figure 2.10 - Banc d'essai de fatigue à résonance
(Reproduit de la norme IEC 62568 [6])

En général, le nombre de cycles à la rupture (N_f) correspond au bris du premier brin [12]. D'autres proposent plutôt le nombre de cycles menant à 3 bris de brins ou 10% des brins d'aluminium, le plus petit étant retenu, comme critère de rupture [12].

Il est également possible d'estimer N_f selon les relations semi-empiriques (2.4) et (2.5) pour les conducteurs ACSR multicouches et monocouche respectivement [23]. Dans les équations (2.4) et (2.5), σ_a correspond à la contrainte idéalisée de PS en fonction de Y_b (eq.(2.2)), tandis que les divers coefficients sont établis statistiquement à partir de données d'essais expérimentaux. Ces relations fournissent généralement une estimation très conservatrice de N_f [24].

$$\sigma_a = \begin{cases} 450(N_f)^{-0.20} & \text{avec } N_f \leq 1.56 \times 10^7 \\ 263(N_f)^{-0.17} & \text{avec } N_f > 1.56 \times 10^7 \end{cases} \quad (2.4)$$

$$\sigma_a = \begin{cases} 730(N_f)^{-0.20} & \text{avec } N_f \leq 2.0 \times 10^7 \\ 430(N_f)^{-0.17} & \text{avec } N_f > 2.0 \times 10^7 \end{cases} \quad (2.5)$$

2.1 - CARACTERISATION DE LA FATIGUE DES CONDUCTEURS

2.1.3 Mécanismes d'endommagement en fatigue des conducteurs

La simplicité des indicateurs Y_b et $f_{y_{max}}$ ne peut traduire la nature des mécanismes d'endommagement en fatigue des conducteurs. Cela limite alors les possibilités d'un raffinement de la caractérisation du phénomène ainsi que de sa compréhension. Cette section propose donc une revue détaillée du processus d'endommagement, ce qui permettra de bien cerner le problème pour ainsi définir une approche d'analyse appropriée.

Fatigue induite par petits débattements (*fretting*)

Lorsque les vibrations éoliennes s'additionnent au chargement statique des conducteurs, les variations cycliques de Y_b engendrent un glissement entre les brins. Mieux connu sous le nom de *fretting*, ce phénomène se décrit comme un mouvement relatif tangentiel et oscillatoire de faible amplitude survenant entre deux surfaces en contact qui, nominale, sont immobiles l'une par rapport à l'autre [25]. Les déplacements relatifs en *fretting* sont typiquement de l'ordre de 5 à 50 μm [26].

Répété de façon continue, ce phénomène entraîne essentiellement deux types d'endommagement: (1) l'usure en *fretting* et (2) la fatigue en *fretting*, cette dernière menant à l'initiation de microfissures, tandis que l'usure génère plutôt la détérioration des surfaces par enlèvement de matière [27]. Bien qu'ils soient de nature différente, il n'est pas rare que ces modes d'endommagement coexistent dans une même zone de contact [27]. Cette revue traite cependant davantage de la fatigue en *fretting*, plus critique quant à la défaillance des conducteurs. La Figure 2.11 montre des exemples d'endommagement en *fretting* sur des brins de conducteur.

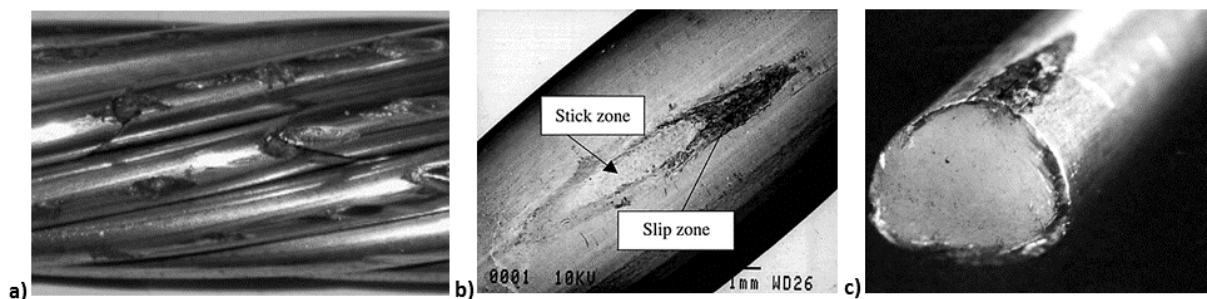


Figure 2.11 - Exemples de marques de *fretting* (a) [17], de surface de contact endommagée en *fretting* (b) [5] et de rupture de brin en *fretting* (c) [28]

Modèle de glissement en *fretting*

Le *fretting* est caractérisé, en grande partie, par la nature des micro-glissements à l'interface de contact. Ces mouvements relatifs peuvent être expliqués avec les modèles de Cattaneo [29] et Mindlin [30] (Figure 2.12), où l'on y considère une pression (p) et un cisaillement (q) selon des distributions Hertzienne générées par une force normale P et tangentielle Q .

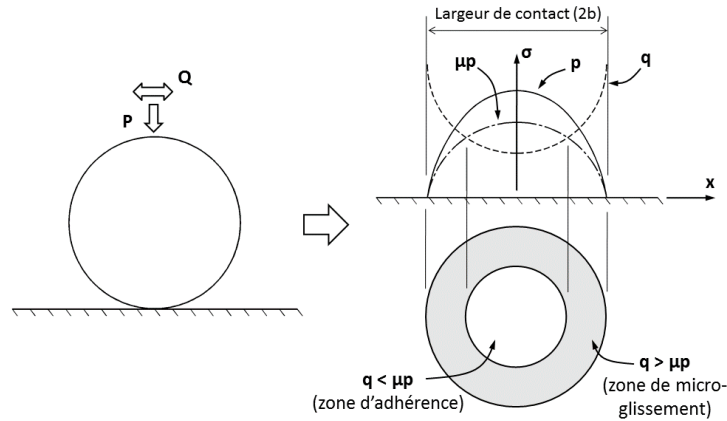


Figure 2.12 - Modèle de contact élastique de Cattaneo-Mindlin

Le cisaillement q théoriquement infini aux limites de la zone de contact, implicite au modèle supposant un glissement nul à l'interface [62], occasionnera en réalité un micro-glissement. Cela se produit lorsque les forces de frottement (μp) sont inférieures à q , l'adhérence sera maintenue dans le cas inverse. La zone de micro-glissement s'observe surtout aux limites du contact où μp est minimal, formant ainsi une surface annulaire. Donc, plus la force Q augmentera, plus la zone de contact bloquée par le frottement diminuera jusqu'à ce qu'il y ait glissement total des surfaces [25].

Régimes de glissement en *fretting*

La variation en proportion des zones de glissement et d'adhérence conduit à divers modes de *fretting* classés sous trois régimes par Vingsbo et al. [31] : (1) le régime d'adhérence, (2) le régime mixte et (3) celui de glissement. Ces régimes se caractérisent par les courbes d'hystérésis décrivant la variation de la charge tangentielle (Q) en fonction du déplacement relatif des corps (δ) (Figure 2.13).

2.1 - CARACTERISATION DE LA FATIGUE DES CONDUCTEURS

Le régime d'adhérence est aussi décrit comme un glissement partiel en raison des micro-glissement aux limites du contact [32]. Dans ces conditions, les déplacements sont essentiellement accommodés par la déformation élastique des matériaux en contact. Avec le régime de glissement, les forces de frottement ne suffisent plus à maintenir l'adhérence et par conséquent, le point de glissement complet est atteint (Figure 2.13c).

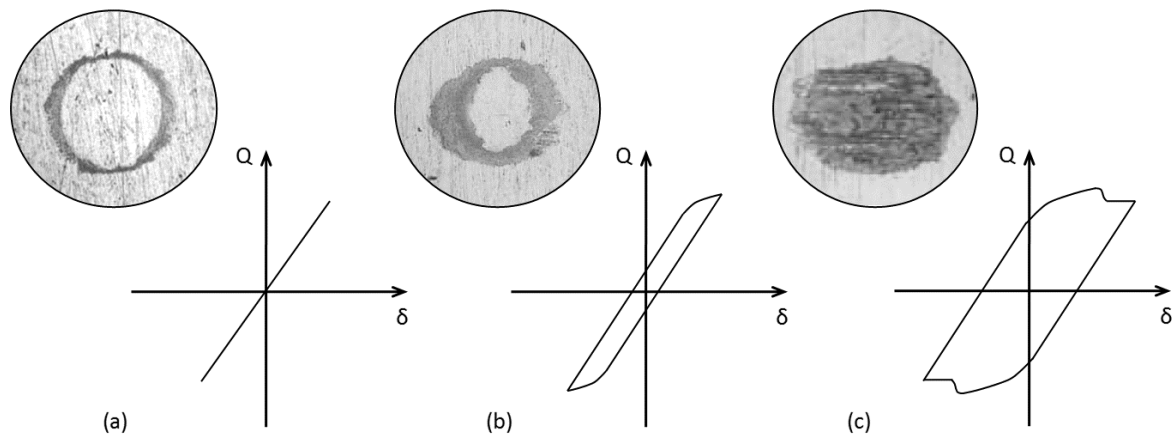


Figure 2.13 - Courbes d'hystérésis et marques de contact des régimes d'adhérence ou de glissement partiel (a), mixte (b) et de glissement (c)
(Adapté de Vingsbo et al. [31] et Jeong et al. [33])

Le régime mixte, plus complexe, fait intervenir les deux autres régimes. Des essais menés par Zhou et al. [34] montrent que les premiers cycles de *fretting* en régime mixte réfèrent au mode de glissement, puis ensuite se transforme en adhérence sur une période plus ou moins longue. Le glissement réapparaît durant quelques cycles et finalement un comportement plus stable, similaire à celui de la Figure 2.13b, est atteint. Lorsque stabilisé, le régime correspond à un mode de glissement partiel où les déplacements sont accommodés par de fortes déformations plastiques dans la zone d'adhérence [35]. Conséquemment, c'est selon le mode mixte que les charges tangentielles sont les plus élevées [32].

Endommagement en fretting

Le *fretting* produit un endommagement rapide en surface [36] dont la forme dépend du régime de glissement. La Figure 2.14 présente, de manière schématisée, les caractéristiques principales des défauts de surface selon le mode de *fretting* en action.

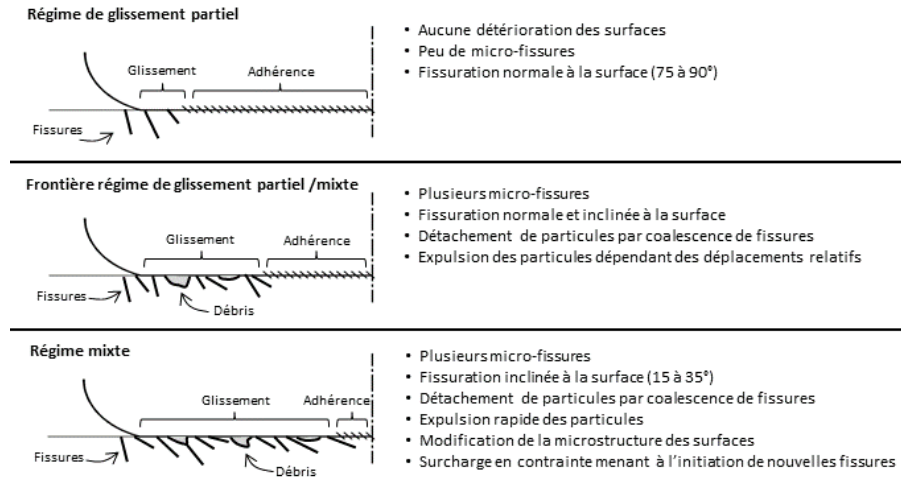


Figure 2.14 - Schématisation de la nucléation des fissures selon le régime de *fretting* (Adapté de Dubourg et al. [37])

Le mode de glissement partiel engendre peu d'usure où la formation de fissures ne survient qu'après un grand nombre de cycles (c.-à-d. jusqu'à 10^6 cycles) [31]. Lorsque le régime de glissement domine, le *fretting* cause d'importants dommages en surface par détachement de particules [31]. La zone endommagée s'étend alors sur une surface qui dépasse largement celle du contact initial [34]. Cependant, ce régime est moins propice à la propagation de fissures, car leur nucléation est constamment annulée par l'enlèvement de matière [25]. En mode mixte, le *fretting* devient plus problématique. Les premiers cycles de glissement provoquent le bris du film contaminant en surface et génèrent ainsi des contacts locaux métal-métal [34]. Cela permet alors la création de liaisons chimiques qui, avec l'échauffement des surfaces en glissement, mènent à des microsoudures entre les aspérités et donc, à des forces d'adhésion plus élevées. Sous l'action du déplacement tangentiel, cela engendre des déformations plastiques aux points d'adhérence.

Simultanément, l'accumulation locale des déformations plastiques conduit le matériau à se rompre et génère alors des débris. Avant d'être éjectés de la zone de contact, ceux-ci agissent notamment comme lubrifiant et réduisent donc la résistance du contact aux forces tangentielles. Aussi, les marques d'usure laissées par les déformations plastiques augmentent la rugosité des surfaces et limitent ainsi l'adhésion. Ce processus compétitif entre ces phénomènes d'augmentation et de réduction de la résistance aux forces tangentielles résulte en des surfaces plastifiées et altérées par l'usure et l'oxydation dont l'étendue est toutefois moins

2.1 - CARACTERISATION DE LA FATIGUE DES CONDUCTEURS

importante qu'en régime de glissement [34]. Par contre, au plan de la fissuration, le régime mixte a plus d'impact où les fissures s'initient très tôt (c.-à-d. 10^4 cycles) [32], [34]. Ainsi, le mode mixte de *fretting* est celui étant le plus critique à l'égard de l'endommagement en fatigue.

Contribution du *fretting* dans la fatigue des conducteurs

Dans le cas des conducteurs, Zhou et al. [16] ont identifiés des zones primaires et secondaires favorables à l'endommagement en *fretting*. La zone primaire est délimitée axialement entre le *KE* et le *LPC* et est constituée des contacts inter filaires radiaux où le *fretting* est en régime mixte (Figure 2.15). Plus spécifiquement, le mode mixte s'observe sous le conducteur près du *LPC* et au *KE* dans la partie supérieure [4], [38]. Dans les deux cas, c'est l'interface entre la couche de brins externes et celle immédiatement en dessous qui est affectée [38]. Même si l'étendue de ce régime est assez restreinte, les dommages qu'il laisse sont des plus critiques. En effet, après seulement 10^4 cycles de flexion, Zhou et al. [4] ont observé des fissures de $100\mu\text{m}$ de longueur.

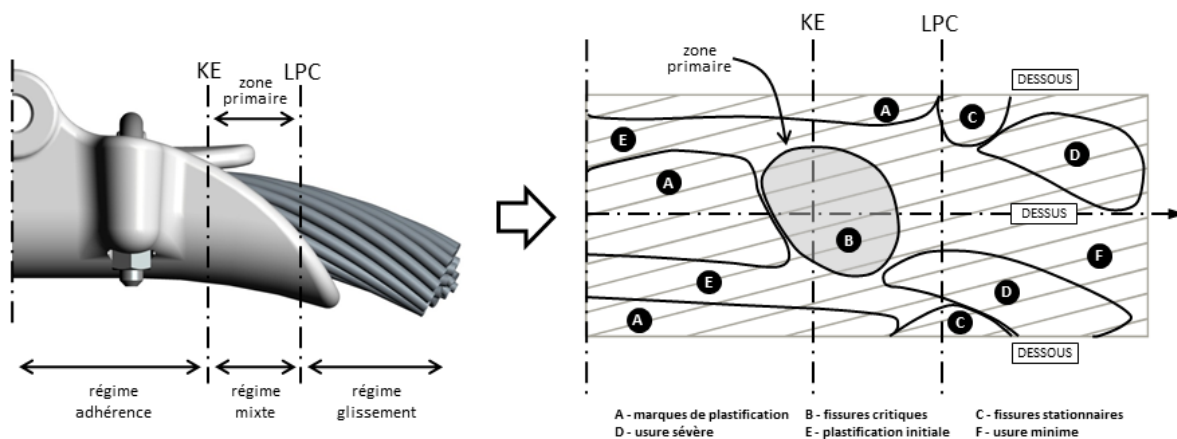


Figure 2.15 - Schématisation de l'endommagement en *fretting* sur la surface externe de la couche interne d'un conducteur ACSR Drake
(Adapté de Zhou et al. [38])

La zone secondaire se trouve quant à elle aux interfaces de contact externe entre le conducteur et le sabot, près du *KE* (Figure 2.16). Elle est caractérisée par un régime de glissement partiel montrant très peu d'usure où le nombre de cycles requis pour l'initiation de fissures est très

long (1 à 10 millions de cycles) [4]. Ainsi, compte tenu des modes de *fretting* respectifs à chaque zone, l'endommagement en zone primaire est beaucoup plus rapide.

À l'extérieur des pinces de suspension, le *fretting* agit surtout en glissement [4]. Zhou et al. [38] spécifient que ce régime est plus important sous le conducteur, aux interfaces de contact entre la couche externe et celle lui étant sous-jacente. Bien qu'il en résulte des marques d'usure sévères (c.-à-d. 10 à 200 μm), celles-ci ont peu d'incidences sur le comportement en fatigue des conducteurs [4].

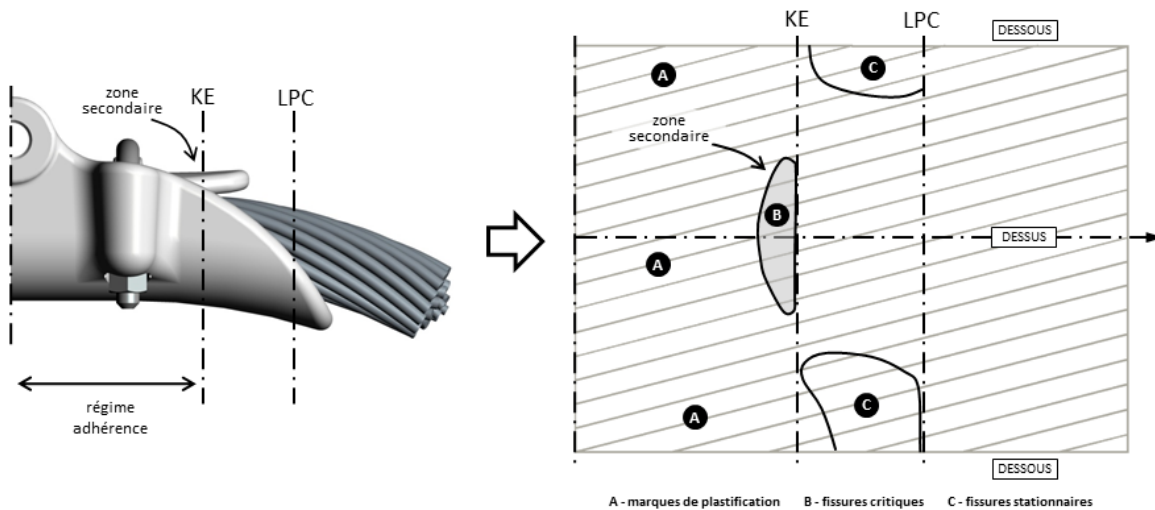


Figure 2.16 - Schématisation de l'endommagement en *fretting* sur la surface externe de la couche externe d'un conducteur ACSR Drake
(Adapté de Zhou et al. [38])

La transition entre chaque type d'endommagement est cependant graduelle. Au *KE*, le serrage accentue l'adhésion [5] de sorte que les déplacements relatifs sont limités ou inexistantes [38]. Mais cet effet s'atténuant en direction du *LPC*, permet alors des micro-glissements plus importants et donc une prépondérance des régimes mixte et de glissement. Aussi, du fait que Y_b varie aléatoirement, les régimes de *fretting* peuvent également fluctuer. Il arrive donc qu'une situation de fatigue en *fretting* se transforme en usure par *fretting* où les microfissures sont éliminées [16].

Globalement, ce sont les cas de contact inter filaires radiaux qui sont davantage sollicités en *fretting* [16]. Tandis que pour les contacts latéraux, tant en zones d'adhérence que de glissement, l'action du *fretting* y est si faible au point de vue de l'endommagement par fatigue,

2.2 - ANALYSE THÉORIQUE DE LA FATIGUE DES CONDUCTEURS

qu'elle peut même être négligée [16]. Finalement, les marques de *fretting* d'une même zone d'endommagement présentent d'importantes disparités en grandeur et en profondeur, ce qui dénote une distribution non-uniforme des conditions de contact d'un point à l'autre [38].

Enfin, malgré une portion importante de rupture de brin à la couche interne, la première rupture a majoritairement lieu à la couche externe [39], [40]. Toutefois, à amplitude de flexion très élevées par rapport à la limite d'endurance, les premières ruptures sont observées à la couche interne, notamment en raison du glissement accru sur celle-ci [3].

Contribution du chargement externe à la fatigue des conducteurs

La fatigue en *fretting* et celle du chargement externe sont intimement liées. Il devient donc compliquer de cerner leur impact respectif [41]. Mais de façon générale, le *fretting* agit sur la nucléation des fissures (période d'initiation) et le début de leur propagation, tandis qu'en favorisant la propagation le chargement externe devient progressivement le principal agent d'endommagement lors de leur progression macroscopique [42].

Le chargement en flexion est une des sources primaires de la fatigue des conducteurs. Pour de faibles amplitudes Y_b le *fretting* est presque absent, tandis que la contrainte induite par la flexion joue un rôle plus important. Dans ces conditions, l'influence du chargement externe se fait surtout sentir à la couche externe du conducteur dans la portion supérieure en tension où le nombre de rupture de brins augmente [38]. D'autre part, la contrainte en flexion subit par les brins des couches internes sera plus importante que celle induite aux couches supérieures, en raison du comportement des couches internes s'apparentant à celui d'une poutre pleine, tandis que les brins des couches supérieures tendent à réagir de manière individuelle [16].

2.2 Analyse théorique de la fatigue des conducteurs

Cette section s'attarde maintenant à l'analyse théorique du problème. D'abord, la rhéologie des solides toronnés est abordée par un survol des divers modèles analytiques disponibles. Puis, l'applicabilité des principes de la mécanique du contact et de l'endommagement à la caractérisation de la fatigue des conducteurs est entrevue brièvement. L'objectif recherché ici

est de mettre en relief les capacités et limitations des outils d'analyse actuels en lien avec une évaluation quantitative de la fatigue des conducteurs, fondé sur la phénoménologie du problème précédemment exposée.

2.2.1 Modèles rhéologiques des solides toronnés

Une caractérisation précise de l'état de sollicitation des brins en zones critiques est d'abord essentielle à l'étude de l'endommagement des conducteurs (Figure 2.17). À cet effet, différentes approches théoriques sont proposées dans la littérature [43].

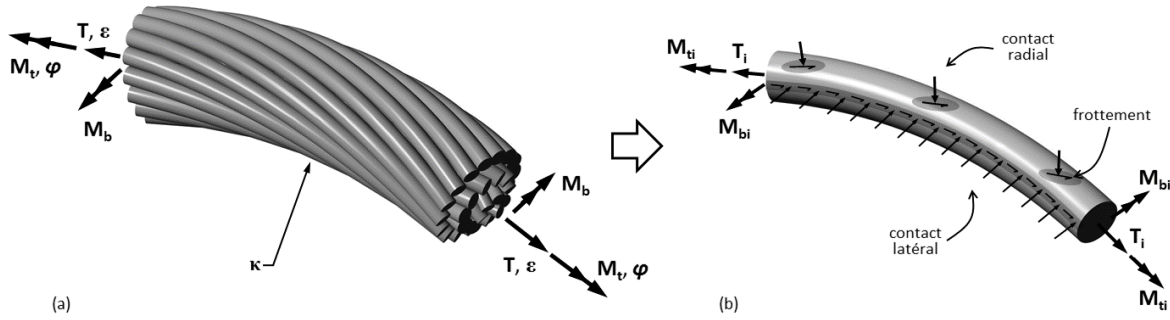


Figure 2.17 - Composantes de forces d'un toron (a) et d'un brin (b)

En général, les modèles analytiques sont présentés sous la forme d'un système global d'équations d'équilibre force-déformation, similaire à l'éq. (2.6) [43], où EA , GJ et EI sont respectivement les rigidités de tension, de torsion et de flexion du toron. Tandis que les termes C_{ij} représentent les paramètres de couplage entre T et M_t . La formulation de chacun de ces coefficients est ce qui distingue les différents modèles.

$$\begin{Bmatrix} T \\ M_t \\ M_b \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} EA & C_{12} & 0 \\ C_{21} & GJ & 0 \\ 0 & 0 & EI \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \varepsilon \\ \varphi \\ \kappa \end{Bmatrix} \quad (2.6)$$

Par exemple, une modélisation semi-continue peut être employée en associant les couches de brins à des cylindres dont les propriétés orthotropiques combinées permettent l'estimation des coefficients de rigidité [44], [45]. D'autres modèles considèrent plutôt l'état d'équilibre de chaque brin (Figure 2.17b) [46]–[49]. Dans tous les cas, ceci permet alors de lier la déformation axiale (ε), l'angle de torsion (ϕ) et la courbure (κ) du câble au chargement

2.2 - ANALYSE THÉORIQUE DE LA FATIGUE DES CONDUCTEURS

externe. Enfin, l'état de contrainte d'un brin peut alors être déduit de ces déformations en fonction de sa position radiale (R_i) et de son angle d'enroulement (α_i) [50], [51].

La géométrie multi corps des conducteurs et la non-linéarité des contacts représentent une cinématique complexe. Ainsi, ces modèles rhéologiques comportent normalement d'importantes hypothèses simplificatrices, notamment liées à la représentation des contacts inter filaires, de la contraction des brins sous l'effet de Poisson (ν) où des conditions frontières [43]. Par conséquent, le traitement analytiques des solides toronnés impose l'une ou plusieurs des simplifications suivantes :

- Angle d'enroulement (α_i) et courbure (κ_i) des brins constants;
- Hypothèse des petits déplacements en élasticité linéaire;
- Effet des contacts latéraux négligés et répartition linéique des efforts radiaux;
- Hypothèse de frottement ou de glissement nul (EI_{min} ou EI_{max});
- Effet de Poisson (ν) négligé;
- Tension axiale (T) et rayon de courbure du toron (κ) constant;
- Effet des systèmes de fixation négligé (ex.: pince de suspension)

De manière générale et notamment en situation de chargement axial (c.-à-d. T et M_t), ces hypothèses sont valables et l'approche analytique décrit bien le comportement global des torons [43]. Toutefois, les conditions de chargement en flexion des conducteurs ne permettent pas ces simplifications et une approche non-linéaire est souvent préférable. Ainsi, certains modèles [52]–[54] proposent une définition non linéaire de EI en fonction de la courbure (κ), de la tension (T) et du coefficient de frottement (μ) [55].

Rigidité de flexion des torons

En fait, peu importe la nature des hypothèses induites dans les définitions proposées pour EI , ces dernières sont généralement bornées par les valeurs minimale (EI_{min} - éq.(2.8)) et maximale (EI_{max} - éq.(2.7)) de la rigidité de flexion du conducteur [12]. Dans les équations (2.7) et (2.8), E_j , A_j , γ_j et R_j se rapportent respectivement au module élastique du brin j , à l'aire de sa section transversale, sa position angulaire et le rayon de la couche de brin correspondant. Le paramètre I_{0j} correspond plutôt au moment d'inertie du brin par rapport à son axe.

$$EI_{max} = \sum E_j (I_{0j} + A_j R_j^2 \sin^2(\gamma_j)) \quad (2.7)$$

$$EI_{min} = \sum E_j I_{0j} \quad (2.8)$$

C'est plutôt entre les deux extrêmes EI_{min} et EI_{max} où les modèles se distinguent. L'approche de Lanteigne [56] propose une variation en escalier de EI en fonction de κ où le glissement est traité par couches selon la loi de frottement de Coulomb. Tandis que le modèle de Papailiou [55] adopte plutôt une variation progressive de EI où, avec l'augmentation de κ , le glissement s'amorce aux brins situés près de l'axe neutre du toron, jusqu'à atteindre la fibre extrême. Il en résulte alors un modèle non-linéaire qui, lorsqu'intégré à une méthodologie de calcul par éléments finis, est capable de reproduire l'hystérésis du comportement en flexion libre et alternée des torons (Figure 2.18).

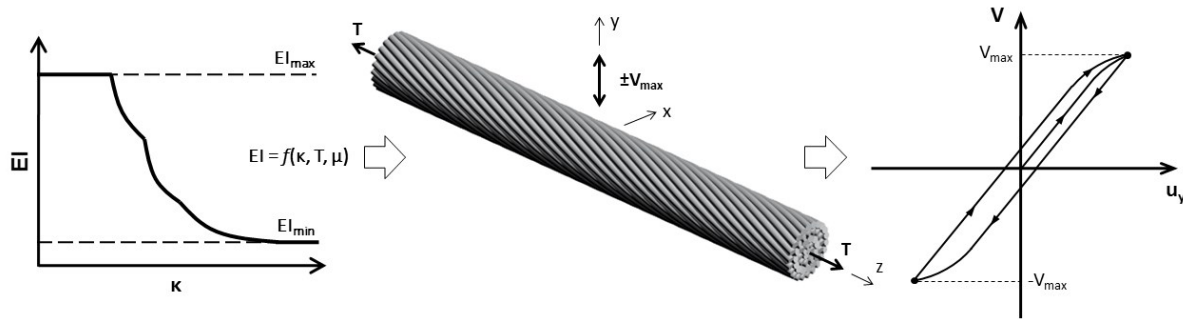


Figure 2.18 - Schématisation de la variation de EI et des boucles d'hystérésis en flexion des torons

Selon Cardou [57], des modèles analytiques disponibles, celui proposé par Papailiou [55] approcherait le mieux le comportement en flexion des torons. Hong et al. [54] propose un raffinement du modèle de Papailiou, où une redistribution des forces axiales au niveau des brins, conduit à l'hypothèse d'un glissement nul aux interfaces de contact situés sur le plan vertical yz (voir Figure 2.18) peu importe la courbure et ainsi EI_{min} n'est jamais atteint. Cette approche a été reprise récemment par Foti et al. [58], [59] selon une formulation mathématique différente. Tandis que Paradis et al. [60] ont de plus introduit l'effet de l'élasticité des points de contact, basée sur une application des lois de Hertz proposée par Hardy et al. [61], ayant comme résultat que EI_{max} n'est également plus atteint lorsque κ tend vers 0.

2.2 - ANALYSE THÉORIQUE DE LA FATIGUE DES CONDUCTEURS

En somme, ces modèles analytiques arrivent à décrire assez bien le comportement global des torons sollicités en flexion. Toutefois, les simplifications leurs étant implicites, telle la redistribution linéique des efforts transmis aux contacts radiaux, limite la précision avec laquelle les conditions de sollicitation locales, aux sites d'endommagement, peuvent être décrites. De plus, il ne paraît pas possible de considérer l'effet des systèmes de fixation selon ce type de modélisation.

2.2.2 Analyse du champ de contrainte en contact

Le recours aux principes de la mécanique du contact, notamment par les théories de Hertz, permettrait une évaluation plus détaillée des conditions locales d'endommagement des conducteurs en *fretting*.

Contact élastique Hertzien

En mécanique du contact, l'état de déformation à l'interface d'un contact sphérique en chargement normal (P) peut être traité selon le schéma de la Figure 2.19a, conduisant au champ de contraintes de la Figure 2.19b en appliquant la théorie de Hertz aux lois de Hooke [62].

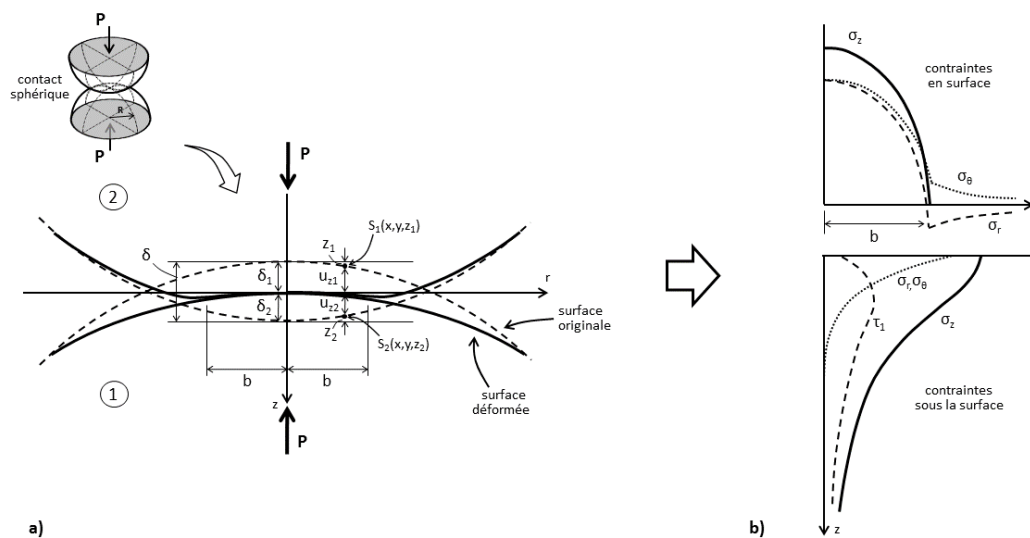


Figure 2.19 - Schématisation de la déformation à un contact normal sphérique (a) et du champ de contrainte résultant selon Hertz (b)
(Adapté de Johnson [62])

Contact élastique Hertzien avec chargement tangentiel

L'addition des forces tangentielles (Q) engendre un déplacement relatif entre les surfaces qui est schématisé à la Figure 2.20a. En *fretting* la charge Q oscille de sorte que sa variation en fonction de δ forme des boucles d'hystérésis (voir Figure 2.13). À partir de ces boucles il est alors possible d'identifier le mode de *fretting* et ainsi caractériser certaines des conditions d'endommagement présentées à la section 2.1. La Figure 2.20b illustre la variation des forces de traction tangentielles (q) et celle de la zone d'adhérence ($2c$) en fonction du cycle de chargement. Similairement au contact normal, l'état de contrainte induit par q peut être évalué par les lois de Hooke et superposé au champ de contrainte normale [62].

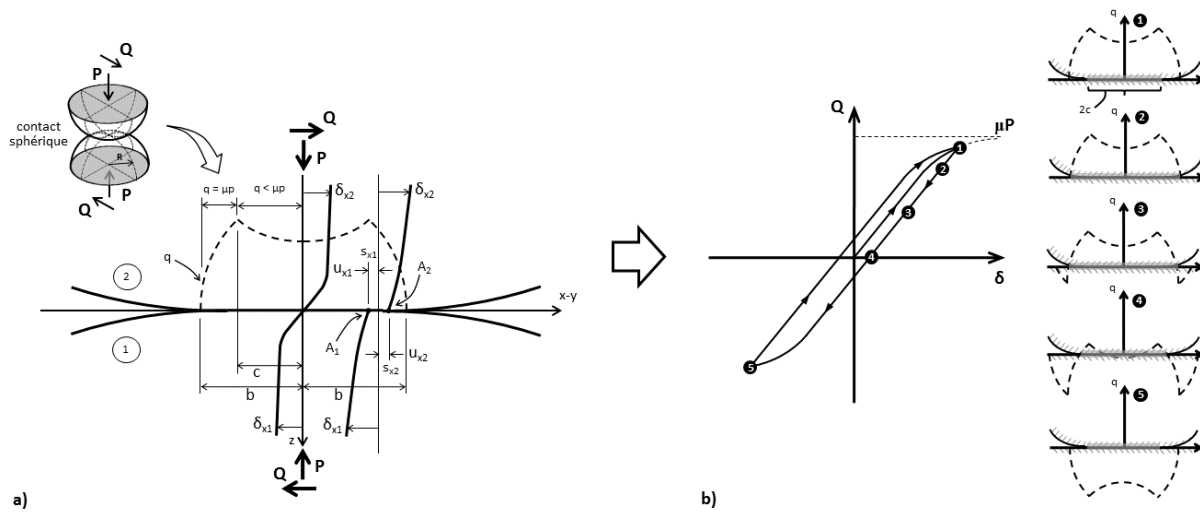


Figure 2.20 - Schématisation du déplacement d'un contact chargé tangentiellement (a) et de la largeur de la zone d'adhérence en fonction de la courbe d'hystérésis $Q - \delta$ (b)
(Adapté de Johnson [62] (a) et de Hills et al. [63] (b))

Applications de la mécanique du contact à la fatigue des conducteurs

La Figure 2.21 schématise les différentes distributions de pression Hertziennes (p) résultant de la transmission des efforts normaux aux interfaces de contact dans les conducteurs.

2.2 - ANALYSE THÉORIQUE DE LA FATIGUE DES CONDUCTEURS

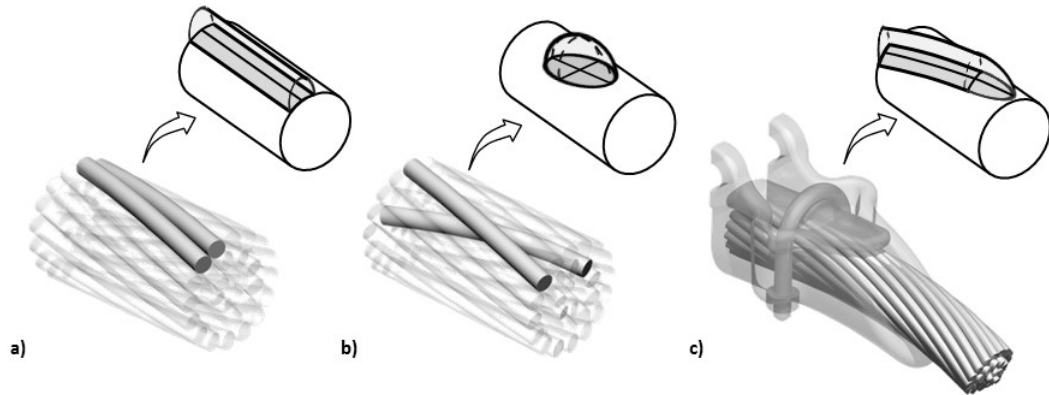


Figure 2.21 - Schématisation de la distribution de la pression, sur les brins, aux contacts inter-filaire latéral (a), radial (b) et avec la pince de suspension

À partir de forces normales (P) estimées de la solution analytique en chargement axial, Kumar et al. [64], [65] ont exprimé les contraintes normales maximales aux contacts radiaux et latéraux d'un toron multicouche selon la loi de Hertz. Raoof et al. [66] ont plutôt appliqué le modèle Hertzien en chargement tangentiel afin d'estimer la rigidité en cisaillement aux interfaces de contact radial d'un toron pour un chargement de flexion. C'est également selon la même approche que Paradis et al. [60] ont évalué l'élasticité tangentielle des points de contacts dans leur modèle de rigidité de flexion (EI) des conducteurs (voir section 2.2.1).

De manière plus spécifique à la fatigue des conducteurs, Lévesque et al. [67] analysent l'interface de contact pince/conducteur selon une configuration sphérique équivalente (Figure 2.19) en élasto-plasticité. L'approche consiste à estimer les contraintes en région élastique selon les relations de Hertz, tandis que dans la zone plastifiée, elles sont supposées constantes. L'analyse du champ de contrainte résultant conduit à des valeurs maximales en surface situées aux frontières de la zone de contact.

2.2.3 Analyse de la fatigue en mécanique d'endommagement

Supposant une caractérisation adéquate du champ de contrainte en zones critiques d'endommagement, cela permettrait alors l'application de divers modèles d'endommagement, dont la présente section propose un bref survol.

Critères d'endommagement

Ce type d'analyse vise à établir l'endroit d'initiation des défauts ainsi que le nombre de cycle à leur initiation (N_i) ou à la rupture complète (N_f), selon un critère d'endommagement (D) traduisant la sévérité des efforts locaux. Dans le cas d'un contact inter filaire, le site et l'orientation de la nucléation est associé à la position du contact qui maximise D . En *fretting*, deux critères sont couramment utilisés: (1) le critère de Fatemi et Socie (FS) (éq. (2.9)) et (2) celui de Smith, Watson et Topper (SWT) (éq. (2.10)) [68]–[70].

$$D_{FS} = \frac{\Delta\gamma_{max}}{2} \left[1 + k \frac{\sigma_n^{max}}{S_y} \right] \quad (2.9)$$

$$D_{SWT} = \sigma_n^{max} \frac{\Delta\varepsilon_{max}}{2} \quad (2.10)$$

Le paramètre S_y représente la contrainte d'écoulement, tandis que $\Delta\gamma_{max}$, $\Delta\varepsilon_{max}$ et $\Delta\sigma_n^{max}$ sont respectivement associés à la déformation en cisaillement, celle en tension puis à la contrainte normale selon un plan critique d'endommagement qui maximise ceux-ci.

Durée de vie résiduelle en fatigue

Le nombre de cycles à la rupture (N_f) est généralement estimé semi-empiriquement selon les relations de Basquin (éq. (2.11)) et Coffin-Manson (éq. (2.12)) où σ'_f et ε'_f sont la contrainte et la déformation efficaces à la rupture. Tandis que les paramètres b et c sont les constantes de rigidité et de ductilité.

$$\frac{\Delta\sigma}{2} = \sigma'_f (2N_f)^b \quad (2.11)$$

$$\frac{\Delta\varepsilon}{2} = \frac{\sigma'_f}{E} (2N_f)^b + \varepsilon'_f (2N_f)^c \quad (2.12)$$

Appliquées aux critères D_{FS} (éq.(2.9)) et D_{SWT} (éq.(2.10)), ces relations conduisent aux expressions (2.13) et (2.14) respectivement [71]. Pour l'équation (2.13), G est le module de cisaillement et les paramètres τ'_f , γ'_f , b , c ont la même signification que ceux de l'équation (2.12), mais par rapport à la résistance en cisaillement.

2.3 - METHODES NUMÉRIQUES APPLIQUÉES À L'ANALYSE DES CONDUCTEURS

$$D_{FS} = \frac{\tau'_f}{G} (2N_f)^b + \gamma'_f (2N_f)^c \quad (2.13)$$

$$D_{SWT} = \frac{(\sigma'_f)^2}{E} (2N_f)^{2b} + \sigma'_f \varepsilon'_f (2N_f)^{c+b} \quad (2.14)$$

L'applicabilité du critère D_{FS} en vue d'estimer N_f pour un contact pince/conducteur a d'ailleurs été explorée par Lévesque et al. [67], selon des états de contraintes établis par combinaison de mesures de déformations de brins [72] et de calcul en mécanique du contact. Malgré une sous-estimation générale des valeurs de N_f prédites par le critère D_{FS} , celles-ci arrivent à suivre les tendances des courbes de fatigue expérimentales [67]. Toutefois, les auteurs conviennent de la nécessité d'un raffinement de l'approche, notamment par une évaluation plus précise de l'état de contrainte [67].

2.2.4 Capacités et limitations des méthodes théoriques

Le section 2.2.1 a d'abord montré que bon nombre de modèles spécifiques aux solides toronnés pourraient être employés à la description générale du comportement des conducteurs. Toutefois, les nombreuses hypothèses simplificatrices qu'ils sous-tendent sont mal adaptées à la complexité des mécanismes d'endommagement présentés à la section 2.1.

D'autre part, un survol des théories de la mécanique du contact et de l'endommagement a permis d'entrevoir les méthodologies possibles de caractérisation de la fatigue des conducteurs. Des approches plus ou moins sophistiquées existent déjà et ont même, dans certains cas, été appliqués à l'étude des conducteurs. Par contre, la revue révèle également que la mise en œuvre de ces diverses approches est principalement limitée par un manque d'information à propos des conditions de sollicitation réelles au niveau des brins (c.-à-d. Figure 2.17).

2.3 Méthodes numériques appliquées à l'analyse des conducteurs

Le survol des techniques d'analyse à la section 2.2 a mis en relief la nécessité d'une évaluation précise des charges locales à l'échelle des brins du conducteur. Toutefois, considérant la

nature tridimensionnelle des torons ajoutée à la complexité du traitement des contacts inter filaires, il ne fait aucun doute qu'une modélisation numérique du problème est l'avenue privilégiée qui permettra d'accéder à une quantification plus précise du problème. Cette section propose donc une revue des stratégies de modélisations numériques des solides toronnés.

En fait, l'analyse numérique des solides toronnés est habituellement traitée par la méthode des éléments finis (MEF) de par sa versatilité et la disponibilité des logiciels permettant sa mise en œuvre. Essentiellement, deux approches de modélisation sont employées pour l'analyse des torons : 1 - l'approche volumique avec éléments solides tridimensionnels [74]–[76] et 2 - l'approche par éléments poutres [77]–[79]. Il est à noter que les études proposant l'analyse tridimensionnelle des torons par la MEF sont relativement récentes en raison des avancées récentes tant au niveau des méthodes numériques que de la capacité des outils de calcul. En fait, la plupart des études citées ici ont été publiées durant le développement de la stratégie de modélisation proposée dans ce projet de recherche.

Il est aussi important de mentionner que malgré le raffinement des méthodes numériques, la complexité du problème oblige un traitement en chargement quasi-statique, où les effets d'inertie sont négligés. Ainsi, pour les deux types d'approche, les charges externes (c.-à-d. T , M_t et M_b) sont généralement induites progressivement de façon incrémentale.

2.3.1 Modélisation des solides toronnés par éléments volumiques

Cette approche consiste à discrétiser chaque brins du torons avec des éléments solide 3D (Figure 2.22), souvent à partir d'une géométrie complète du câble construite avec un outil CAO [80]. L'interaction entre les brins est normalement traitée par une loi de frottement de Coulomb où les contacts sont résolus selon l'algorithme des multiplicateurs de *Lagrange* ou celui des *pénalités* [81]. La première technique génère des équations supplémentaires aux nœuds en contacts qui assure un respect total des conditions de contact (c.-à-d. aucune interpénétration des corps, voir Figure 2.19a), mais conduit à des temps de résolution plus longs. Tandis que la seconde méthode introduit un paramètre de pénalité aux équations d'équilibre qui peut être interprété comme une rigidité de contact en surface. Ainsi, cette technique n'ajoute pas de degré de liberté, mais autorise une certaine interpénétration des

2.3 - METHODES NUMÉRIQUES APPLIQUÉES À L'ANALYSE DES CONDUCTEURS

surfaces. Dans les deux cas, la solution est obtenue par itérations jusqu'à ce qu'il y ait équilibre des forces tout en respectant la compatibilité des déplacements.

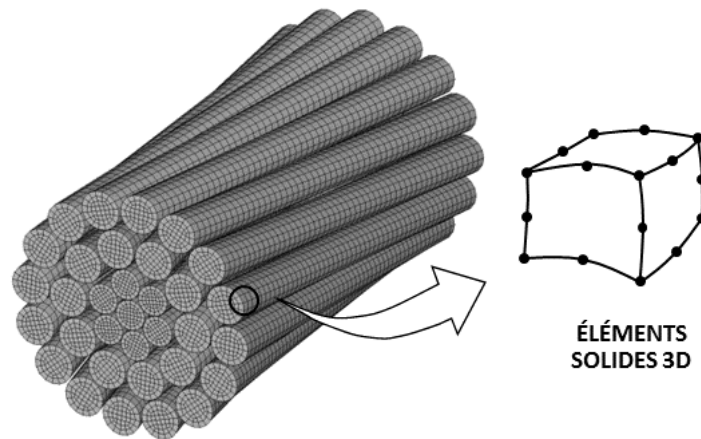


Figure 2.22 - Schématisation d'une modélisation avec éléments volumiques

De par son niveau de détail, la modélisation volumique permet de s'affranchir de pratiquement toutes les hypothèses associées aux modèles analytiques (2.2.1). Toutefois elle conduit à des modèles très lourds, nécessitant souvent des ressources informatiques puissantes et sophistiquées (ex.: parallélisation du calcul sur serveur [76]), ce qui est inapproprié en pratique. Ainsi, la majorité des modèles de cette nature ne considèrent qu'un chargement axial (c.-à-d. tension et torsion) où la taille du modèle se limite généralement à une longueur de pas d'enroulement de la couche externe [74]–[76]. Récemment, Kmet et al. [82] ont réussi à analyser un câble multicouche soumis à un effort de flexion statique. L'approche comportait toutefois certaines simplifications au niveau du traitement des contacts dont les détails ne sont pas présentés par les auteurs.

Les contraintes liées aux temps de calcul limite également l'approche volumique à une discrétisation grossière des contacts inter filaires, ne permettant pas un niveau de détail approprié décrivant les conditions d'endommagement en *fretting* tel que décrites à la section 2.1.3. En effet, une approche locale ne considérant qu'un point de contact selon une discrétisation fine, est plutôt de mise afin d'arriver à une caractérisation appropriée du champs de contrainte en *fretting* [83]–[85] .

2.3.2 Modélisation des solides toronnés par éléments poutres 3D

Globalement, la géométrie élancée des brins d'un conducteur permet, avec quelques hypothèses, leur discrétisation par des éléments poutres unidimensionnels similaires aux formulations analytiques de la section 2.2.1. (Figure 2.23). Ces éléments peuvent être adaptés pour tenir compte du contact latéral et radial en négligeant toutefois les déformations induites par ceux-ci [81]¹. Malgré cela, l'approche permettrait une évaluation des conditions de sollicitation locale au niveau des brins tel que présenté à la Figure 2.17b tout en éliminant la majorité des hypothèses simplificatrices liées aux modèles théoriques. Cela ouvrirait donc la voie à l'application des principes du contact et d'endommagement, selon des paramètres de chargement locaux réalistes, tenant compte de la cinématique du toron.

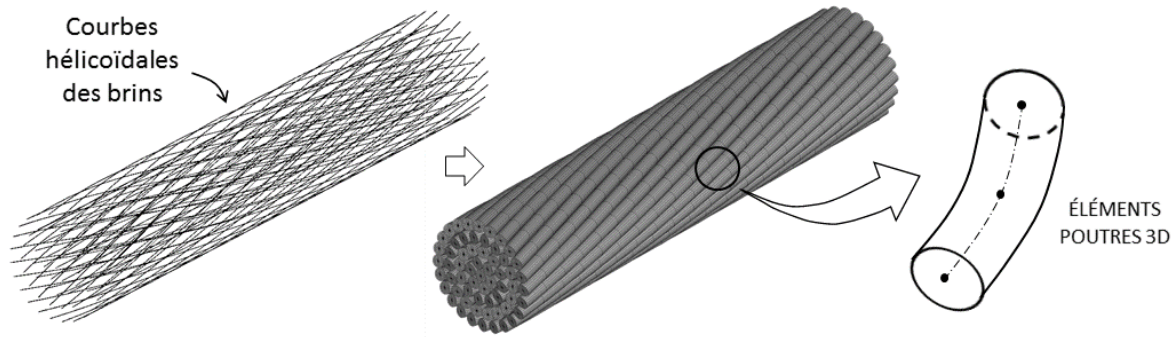


Figure 2.23 - Schématisation d'une modélisation avec éléments poutres

Comparativement à la modélisation volumique, la discrétisation avec éléments poutres est réduite de deux ordres de grandeur. Pour fins d'illustration, en considérant une approche volumique selon Stanova et al. [75] (c.-à-d. éléments solides 3D à 8 nœuds de 1mm de côté), la discrétisation d'un brin de 5mm de diamètre et de 10mm de longueur conduit à un maillage composé de plus de 200 éléments². En comparaison, une discrétisation avec éléments poutres ne nécessiterait que 1 ou 2 éléments. Cette modélisation allégée représente donc un potentiel de gain important en termes de calcul qui serait ainsi moins limitatif à l'égard de la longueur et

¹ Ce type d'élément est déjà implanté dans le logiciel Ansys® (BEAM189, CONTA176 et TARGE170).

² Ce test a été réalisé avec le logiciel Ansys® en utilisant des éléments hexaédrique à 8 nœuds SOLID185

2.4 - CONCLUSION

du chargement des torons pouvant être traité (c.-à-d. plusieurs pas d'enroulement et chargement biaxial avec flexion).

La littérature propose d'ailleurs quelques études appliquant les éléments poutres à l'analyse des solides toronnés. Nawrocki et al. [77] ont développé un élément poutre spécifique aux torons, par contre leur formulation ne peut traiter que les contacts latéraux en adhérence complète ou avec frottement nul [86]. Plus récemment, Zhou et al. [79] ont modélisé un câble monocouche où l'interaction entre les brins est gérée par un couplage des nœuds. Beleznaï et al. [78] modélisent plutôt les contacts interfilaires par des éléments ressorts dont la rigidité est estimée à partir des équations de Hertz. L'approche est toutefois limitée à l'analyse de toron avec un maximum de 2 couches selon l'hypothèse des petits déplacements, inappropriée pour un chargement en flexion. Enfin, très récemment (2016) et en adoptant également l'approche avec éléments ressorts, Yu et al. [87] ont modélisé le comportement en flexion d'un câble d'acier multicouche. Le modèle est développé en considérant le problème en élasticité-linéaire et suppose un glissement unidirectionnel entre les brins. De plus, l'approche nécessite un recalcul de la rigidité des ressorts aux contacts à chaque incrément de chargement. Enfin, aucune étude basée sur l'approche des éléments poutres ne considère l'effet de systèmes de fixation, tel qu'une pince de suspension.

2.4 Conclusion

Cette revue expose la nature complexe du problème d'endommagement en fatigue des conducteurs et met en relief les paramètres importants à considérer pour son analyse en lien avec les mécanismes moteurs du phénomène. Selon la perspective d'une solution complète qui permettrait la caractérisation du problème capable de prédire la durée de vie résiduelle des conducteurs, il est possible, à partir de ces observations, de dégager les grandes étapes à franchir avant d'atteindre un tel objectif:

1. Établir une représentation fidèle de la géométrie toronnée des conducteurs capable de traduire localement la nature des interactions aux contacts inter filaires et les niveaux de contrainte aux brins.

2. Reproduire les conditions de sollicitation des conducteurs en vibration éoliennes permettant d'identifier les zones critiques d'endommagement en tenant compte des éléments de support.
3. Analyser l'état de contrainte à l'échelle des brins à partir des informations des étapes précédentes en vue de caractériser les mécanismes d'endommagement en fatigue.
4. Formuler un critère d'endommagement en fatigue approprié à partir de la caractérisation précédente.
5. Intégrer le critère d'endommagement à l'outil d'analyse développé à l'étape 2 et l'appliquer à la prédiction de la durée de vie résiduelle des lignes de transport.

CHAPITRE 3

DÉFINITION DU PROJET DE RECHERCHE

La revue précédente de l'endommagement des conducteurs et des avenues disponibles à sa caractérisation permet maintenant de mieux contextualiser la question de recherche du départ:

Comment serait-il possible d'analyser de manière précise les conditions de sollicitations locales des brins d'un conducteur soumis à des vibrations éoliennes, en vue de prédire éventuellement sa durée résiduelle en fatigue?

Ce chapitre propose donc une formulation plus détaillée du projet de recherche. D'abord la problématique de recherche est reformulée de façon plus ciblée, en lien avec les observations réalisées au chapitre 2. Les objectifs sont ensuite définis précisément, menant ainsi à la méthodologie de recherche proposée pour cette thèse en fonction de ses contributions.

3.1 Problématique

Selon la revue de la littérature, la fatigue des conducteurs est relativement bien documentée d'un point de vue qualitatif où les principaux mécanismes d'endommagement sont bien identifiés. Plusieurs mesures expérimentales, notamment en ce qui a trait aux déformations [5], ont permis de faire ressortir l'essence du problème. Par contre, il y a une lacune quant aux méthodes d'évaluation quantitatives des paramètres moteurs du phénomène qui limite l'avancement de la compréhension du problème, mais aussi les possibilités de développement (ex.: amélioration des composantes de fixation ou de la configuration du toronnage des brins). Ainsi, la résistance en fatigue des conducteurs aux vibrations éoliennes est encore aujourd'hui principalement évaluée indirectement selon les indicateurs Y_b et $f_{y_{max}}$, deux paramètres découplés des mécanismes réels d'endommagement. Dans la recherche d'une solution complète à l'analyse du problème, la conclusion du chapitre 2 identifiait cinq étapes importantes à accomplir.

Selon cette démarche, la revue des méthodes théoriques (section 2.2) a permis de constater que les principes de la mécanique du contact et d'endommagement pourraient, dans une certaine

mesure, être employés directement à l'étude de la fatigue des conducteurs à partir des conditions de sollicitation locale des brins (voir Figure 2.17b). Toutefois, les modèles de toron actuels comportant de nombreuses simplifications ne permettent pas une évaluation adéquate des charges locales, d'autant plus qu'ils ne peuvent considérer les effets externes, tels ceux induits par une pince de suspension. Le traitement numérique du problème par la méthode des éléments finis et une approche basée sur l'utilisation d'éléments poutres semble offrir une piste de solution, mais son application à l'analyse des conducteurs demeure à développer. Ainsi, aucun outil ou méthodologie de calcul ne permet pour le moment d'évaluer de façon précise les niveaux de sollicitation locale des conducteurs en zone critique d'endommagement qui conduirait alors à une meilleure estimation de leur durée de vie utile.

3.2 Objectifs de recherche

L'objectif principal de ce projet de recherche est de développer une stratégie de modélisation et d'analyse des conducteurs sollicités en vibrations éoliennes. L'approche proposée devra fournir une évaluation précise des conditions de chargement locales à l'échelle des brins, tout en tenant compte de l'effet de frottement aux contacts inter filaires. Finalement, la stratégie de modélisation devra incorporer l'effet de la géométrie des pinces de suspension, de sorte à pouvoir décrire adéquatement l'état de contrainte en zone critique d'endommagement par *fretting* des conducteurs. Le projet de recherche est donc construit autour des trois objectifs spécifiques suivants:

1. Définir une stratégie de modélisation numérique détaillée et efficace des conducteurs, tenant compte de leur géométrie toronnée, du frottement aux contacts inter filaires et des chargements multiaxiaux incluant principalement la flexion
2. Appliquer la stratégie développée à l'analyse des vibrations éoliennes et identifier les paramètres de frottement et conditions frontières appropriés à une simulation réaliste du problème d'endommagement en fatigue des conducteurs
3. Intégrer les pinces de suspension au modèle pour inclure les zones critiques d'endommagement en fatigue des brins

3.3 - ORGANISATION DE LA THÈSE

À l'égard du processus vers une solution complète au problème identifié au chapitre 2, ces objectifs correspondent aux étapes 1 et 2.

3.3 Organisation de la thèse

La présentation des travaux réalisés dans ce projet de recherche est organisée en quatre chapitres, dont trois constituent des publications soumises à des revues scientifiques. Les chapitres 4 à 6 contiennent les développements spécifiques à l'atteinte des objectifs ci-dessus. Tandis que le chapitre 7 propose une étude exploratoire et complémentaire aux visées du présent projet. Les sections qui suivent permettent d'exposer la méthodologie de recherche employée en lien avec les objectifs de recherche.

3.3.1 Modélisation 3D des solides toronnés (Chapitre 4)

Ce premier volet constitue le cœur du projet s'adressant au développement d'une stratégie de modélisation 3D des solides toronnés générale. Une approche par éléments poutre 3D est adoptée où les contacts sont traités par un algorithme inter-poutre. La stratégie de modélisation est développée avec le logiciel d'éléments finis Ansys® et est validée de façon exhaustive, notamment par comparaison aux résultats expérimentaux publiés par Papailiou en flexion statique [55]. L'analyse détaillée des efforts internes aux brins et points de contact inter-filaires, permettent également de conclure à la représentativité du modèle par rapport au comportement des torons en chargement biaxial de tension et flexion.

Ces travaux résultent en une modélisation 3D capable d'analyser les torons multicouches selon un chargement multiaxial où l'effet du frottement aux contacts inter-filaire est entièrement considéré. Comblant ainsi l'objectif 1 cité plus haut, cette stratégie constitue la base sur laquelle sont fondés les développements subséquents du projet.

Comme la stratégie a été pensée pour être applicable et efficace pour divers types de problème impliquant des solides toronnés, ces travaux ont été publiés dans un journal ayant un caractère général. Le journal retenu est *International journal of mechanical sciences*.

3.3.2 Analyse numérique des efforts induits par vibrations éoliennes (Chapitre 5)

Le chapitre 5 présente les travaux liés à l'objectif 2 où la stratégie de modélisation est appliquée à l'analyse des conducteurs soumis à des chargements de vibrations éoliennes. Une validation spécifique au cas d'application est d'abord réalisée par comparaison aux essais de vibrations menés par Lévesque et al. [88] où trois conducteurs ACSR sont considérés. Ensuite, le modèle permet la caractérisation du comportement de conducteurs. Cette partie confirme la précision du modèle pour des conditions de sollicitation en vibrations éoliennes, tant au niveau global qu'à l'échelle des brins.

Puisque ces travaux présentent une application directe de la stratégie de modélisation à un problème concret, cet article a été publié à la suite du chapitre 4 dans le journal *International journal of mechanical sciences*.

3.3.3 Modélisation des systèmes pince/conducteur (Chapitre 6)

Cette troisième partie s'adresse au dernier objectif fixé et intègre la pince à la modélisation. L'approche assimile le sabot et la gouttière de la pince à des surfaces rigides, tandis que l'interaction avec le conducteur est définie par un algorithme de contact poutre-surface. Afin de vérifier que l'ensemble pince/conducteur résultant soit approprié, une validation par comparaison à des données expérimentales est également adoptée ici. Pour ce faire, l'étude de Lévesque et al. [72] sert de référence. Cette dernière présente des mesures de déformation statiques et dynamiques de brins à la pince de suspension. La comparaison numérique/expérimentale réalisée pour deux types de conducteur ACSR confirme la précision du modèle. La solution numérique est ensuite analysée en détail par le biais de distribution des conditions de contact et des contraintes établis entre les brins et entre les brins et les éléments de support. Les résultats obtenus révèlent un aspect inconnu jusqu'à maintenant de la nature de la sollicitation des brins à la pince de suspension.

Ces travaux ciblant un problème spécifique des lignes de transport électriques, l'article a été soumis au journal *IEEE Transactions on power delivery*.

3.3 - ORGANISATION DE LA THÈSE

3.3.4 Approche multi-échelle d'analyse de la fatigue des conducteurs (Chapitre 7)

Le chapitre 7 présente des travaux qui ont été menés en parallèle au développement de la stratégie de modélisation. Ceux-ci ne concernent aucun des objectifs mentionnés à la section 3.2, mais visent plutôt l'exploration d'un nouveau concept d'analyse multi-échelle de la fatigue des conducteurs. L'objectif est d'amorcer le développement d'une approche numérique/expérimentale dont l'hypothèse centrale considère qu'il est possible de reproduire les conditions d'endommagement en *fretting* en imposant de manière expérimentale à des brins individuels, les conditions de sollicitations obtenues par modélisation numérique d'un système pince/conducteur.

Les travaux associés à cette partie expérimentale représentent un complément aux études numériques couverts dans les chapitres précédents. Il était donc prévu dès le départ que le développement de l'approche, sa validation ainsi que sa mise en œuvre selon un plan expérimental complet, ne serait pas achevée dans le cadre de ce projet de doctorat. La démarche amorcée s'inscrit plutôt dans un programme de recherche plus vaste portant sur les lignes de transport électriques. L'objectif de cette section est donc de jeter les bases du concept en définissant, entre autres, les paramètres du montage expérimental de même que les lignes directrices de son application.

CHAPITRE 4

MODÉLISATION 3D DES SOLIDES TORONNÉS

4.1 Avant-propos

Auteurs et affiliations

- Sébastien Lalonde : étudiant au doctorat, Université de Sherbrooke, Faculté de génie, Département de génie civil.
- Raynald Guilbault : professeur agrégé, École de technologie supérieure, Département de génie mécanique
- Frédéric Légeron : vice-président/district manager, Parsons Corporation

Titre anglais

Modeling multilayered wire strands, a strategy based on 3D finite element beam-to-beam contacts - Part I: Model formulation and validation.

Titre français

Modélisation des torons multicouches, une stratégie 3D par éléments finis fondée sur les contacts inter-poutres - Partie I : Formulation et validation du modèle.

État de l'acceptation

Accepté pour publication le 22 décembre 2016
(<http://dx.doi.org/10.1016/j.ijmecsci.2016.12.014>)

Revue

International journal of mechanical sciences, Elsevier (ISSN: 0020-7403)

Résumé

Cet article propose une stratégie de modélisation par éléments finis des torons multicouches soumis à des charges multiaxiales. L'approche tire avantage des éléments poutres et intègre les

contacts inter-filaires 3D. Tout en réduisant la taille du maillage, l'approche peut traiter toute configuration de toron. La comparaison avec des résultats expérimentaux valide sa précision. Les analyses montrent que les forces de frottement contrôlent l'hystérésis et la rigidité de flexion. Dans l'article un coefficient de frottement multi-niveau est développé représentant mieux ainsi les zones d'adhérence et de glissement. Pour tenir compte des marques d'indentation le modèle intègre le concept de frottement orthogonal où la direction axiale est contrôlée en adhésion alors que la direction orthogonale comprend les contributions de l'adhésion et des déformations.

Abstract

This paper proposes a FE modeling strategy for multilayered strands subjected to multiaxial loads. The approach takes advantage of beam elements and incorporates 3D inter-wire contacts. While reducing mesh sizes, it handles any strand configuration. Comparisons with experimental results validate its precision. The analysis shows that friction forces control the hysteresis and the bending stiffness. The paper develops a multi-level friction coefficient better representing the stick and slip zones, and to account for indentation, the model incorporates a friction orthogonality concept; the axial direction is controlled by adhesion, while the orthogonal direction is associated with adhesion and deformation contributions.

4.2 Introduction

Multilayered helical strands are key components in many engineering structures, such as suspension and cable-stayed bridges, guyed towers, and power transmission lines. Mainly designed to support high axial static forces, strands are also subjected to dynamic transverse loads (such as wind-induced vibrations) generating free cyclic bending. Near restrained terminations, cyclic bending may induce critical fretting damage at inter-wire contact interfaces, consequently affecting cable service life [89], [90]. Characterizing and understanding the mechanical behavior of helical strands under multiaxial loading is thus critical for the structural integrity assessment of engineering structures. This paper develops an efficient modeling strategy for multilayered strands submitted to combined axial and bending

4.2 - INTRODUCTION

loads. Although not restricted to, the proposed modeling approach is oriented to the analysis of overhead conductors.

Due to contact interactions between wires, multilayered strands (Figure 4.1a) exhibit a variable bending stiffness (EI); as the strand curvature (κ) increases, the wires progressively start to slip on each other, resulting in a significant reduction of the bending stiffness. Therefore, particularly as a result of the anti-symmetry of the problem [43], formulating a mechanical model of helical strands submitted to multiaxial loads, including bending moments, represents a difficult task.

Several models in the literature address the bending of helical strands. Based on the strand load/deformation configuration in Figure 4.1a, different theoretical approaches are proposed using various kinematic assumptions [43]. For example, Raoof and Hobbs [45] idealized the strand as a series of concentric orthotropic cylinders, each associated with a specific layer and its corresponding mechanical properties. Lantaigne [52] presented a modeling approach in which the strand response is mainly defined from wire axial forces and independent wire bending. Leclair and Costello [91] applied the Love curved rod equilibrium equations to each wire to derive a mechanical model.

The literature also proposes analytical models focusing on local wire aspects. For example, Argatov [92] analyzed the influence of transverse modifications of the wire section associated with Poisson ratio effects and inter-wire contact flattening. The study revealed that for larger lay angles the contact flattening effects dominate the influence of the Poisson ratio. Later Frikha et al. [93] used an asymptotic expansion approach and exploited the translational invariance of single wires to reduce the dimension of the elastic problem brought in by helical strands. They were therefore able to describe the micro stresses resulting from macroscopic loadings. Although, the analytical models developed in these studies provide detailed descriptions of strand response, the presented analyses remained limited to axial loads and neglected inter-wire friction forces.

Some researchers introduced wire slippage by means of the Coulomb friction law, considering interlayer pressure and axial tension difference in contacting wires at given strand curvatures. This procedure results in a stepwise variation of the bending stiffness between two extremes:

EI_{\max} (no slip, eq. (4.1)) and EI_{\min} (full slip, eq. (4.2)) [21]. In eqs. (4.1) and (4.2), E_j , A_j , γ_j and R_j stand for wire j elastic modulus, cross-section area, angular position and corresponding layer radius, respectively, while I_{0j} is the wire moment of inertia (relative to its own axis):

$$EI_{\max} = \sum E_j (I_{0j} + A_j R_j^2 \sin^2(\gamma_j)) \quad (4.1)$$

$$EI_{\min} = \sum E_j I_{0j} \quad (4.2)$$

The EI_{\max} assumption considers that all strand wires act together as a solid beam, while EI_{\min} supposes independent responses of the wires. In other words EI_{\min} supposes that each wire bends about its own axis. Therefore, under this second assumption, straight strands involving no inter-wire slip have a bending stiffness equivalent to that resulting from EI_{\max} . On the other hand, with bending deformations, the strand curvature generates inter-wire slippage causing bending stiffness reductions. The EI_{\min} condition is reached when the induced curvature produces slipping conditions at all wire contacts.

In the late '90s, Papailiou [55] presented a model in which the friction was also defined by the wire axial tension. The model accounts for the distance from the strand neutral axis, thus leading to a smooth bending stiffness variation between EI_{\max} and EI_{\min} . To incorporate EI variations along the strand under free bending conditions, the approach was implemented into a finite element analysis. Comparisons with experimental measures showed good correlations [55]. Subsequently, Hong et al. [54] reconsidered certain hypotheses related to pressure transmission between layers, while Paradis and Legeron [60] extended the representation to include the effects of tangential compliance at contact interfaces.

Despite the good performances more recent models have shown in predicting strand-free bending response, their analytical formulations involve significant simplifications [57]. For instance, contacts between adjacent wires on the same layer are neglected, while contact points of superposed layers are replaced by contact lines. Moreover, under no-slip conditions (EI_{\max}), strand cross-sections remain plane after bending (Euler-Bernouilli hypothesis) [54]. The wire torsional stiffness is also neglected. These hypotheses are acceptable for global analyses of strand located far from restrained terminations. However, they may induce

4.2 - INTRODUCTION

significant deviations when evaluating wire stresses close to positions where fatigue damage is a primary concern. Moreover, due to the inherent limitations of closed-form analytic models, considering the effects of restraining fixtures (suspension clamps) and analyses beyond the material linear elastic limits are practically impossible.

To overcome the limitations of analytical models, and mostly as a result of recent advances in numerical methods and computer performance, several authors have proposed full 3D finite element modeling [74], [76], [80], [94]. In these numerical studies, each wire of the multilayered strand is discretized with 3D solid elements, where surface-to-surface contact elements simulate all inter-wire contact types. In some cases, the model accounts for plastic deformations by means of nonlinear hardening laws [74], [94]. With the ability to characterize local wire stresses without losing the global strand kinematics, 3D FE models appear to be very useful. However, the full 3D solid modelling approaches inevitably generate models leading to high computational cost [74], [75]. This in part explains why 3D FE strand models are almost exclusively limited to short-strand-length, and axi-symmetrical loads (axial tension and torsion). Although Zhang et al. [95] successfully analyzed strand bending stiffness using a solid 3D FE model, their study was considering a single layer cable of one pitch length.

In reality, to minimize boundary effects, multilayered strand analysis under free bending conditions would require a model capable of supporting long spans of few pitch length. Unfortunately, current FE models still appear to be inadequate when it comes to efficiently analyzing the free bending of multilayered strands.

This paper develops an intermediate FE modeling approach. The objective is to obtain a precise model eliminating most of the simplifying hypotheses of theoretical models, while remaining computationally affordable. The proposed approach uses 3D one-dimensional elements known as beam elements, combined to a beam-to-beam contact algorithm to describe wire geometry and contact interactions.

The beam elements strategy has recently been evaluated in some papers [78], [79]. Zhou and Tian [79] used beam elements to model a single-layered strand, where the wire contact interactions were managed through coupling equations between correspondent nodes. Inter-wire slippages were therefore not considered, and even though the model was applied to

analyses of strands submitted to bending loads, this approach remains limited to single-layered strands under small deflection. In Beleznaï et al.'s [78] paper, each inter-wire contact is simulated by spring elements presenting a stiffness derived from Hertz contact theory. Although the accuracy of the approach was demonstrated, the authors acknowledge that it remains limited to one- or two-layered strands submitted to small displacements.

The present paper extends the beam modeling approach to multilayered strands undergoing large deformations and displacements. Although the developed procedure is general and appropriate for any finite element (FE) software, this work uses Ansys®.

4.3 Finite element modeling approach

4.3.1 Multilayered wire strand geometry

Generally, wire strands are composed of N helical layers wrapped around a straight central core. Adjacent layers are usually wound in opposite directions to minimize internal moments due to winding effects (Figure 4.1b). Each layer i is characterized by the number of wires (n_i), the wire diameter (d_j), its lay angle (α_i) and its layer radius (R_i) given by eq. (4.3):

$$R_i = \frac{d_{core}}{2} + \frac{d_i}{2} + \sum_{k=1}^{k=i-1} d_k \quad (4.3)$$

Since, in the proposed approach, the 3D beam element nodes are located on the wire axis, the whole strand geometry is completely defined by the wire centerlines. For straight cable segments, the wire centerlines are helix curves (Figure 4.1c). Following an approach similar to Stanova et al. [80], the helix curve of wire j in a layer i is generated from parameterized equations (eq. (4.4)):

$$\begin{aligned} x &= R_i \cos\left(\gamma_i + \frac{2\pi(j-1)}{n_i} + qt\theta_i\right) \\ y &= R_i \sin\left(\gamma_i + \frac{2\pi(j-1)}{n_i} + qt\theta_i\right) \\ z &= Lt \end{aligned} \quad (4.4)$$

4.3 - FINITE ELEMENT MODELING APPROACH

where $t \in [0,1]$, L is the strand length, q determines the right hand ($q = 1$) or left hand ($q = -1$) lay direction, and θ_i is the total rotation i given by $\theta_i = \tan(\alpha_i)L/R_i$. Finally, γ_i is the wire starting angular position (Figure 4.1b).

4.3.2 Geometry discretization

Each wire centerline is discretized using one-dimensional 3D beam elements (Figure 4.1c). The BEAM189 elements in Ansys® are composed of three nodes with 6 degrees of freedom (DOF), and use second-order shape functions. The beam element stiffness matrices are defined in the linear elastic domain via the wire radius (r), the material Young modulus (E) and Poisson ratio (ν). In reality, the present work does not integrate the ν effects on the transverse contractions of the wire sections; indeed, Ghoreishi et al. [96] demonstrated that for lay angles (α) below 15° these deformations only have a negligible influence on the global strand behavior. Kumar and Botsis [65] also concluded that ν induces no significant alteration of the contact stress distributions in multilayered strands.

As illustrated in Figure 4.1c, the beam elements reduce the mesh size by 2 orders as compared to 3D solid modeling. Obviously, this approach cannot account for local form deviations. However, based on St-Venant principle, it may be considered that these local effects should not affect the macroscopic behavior of the global wire strand.

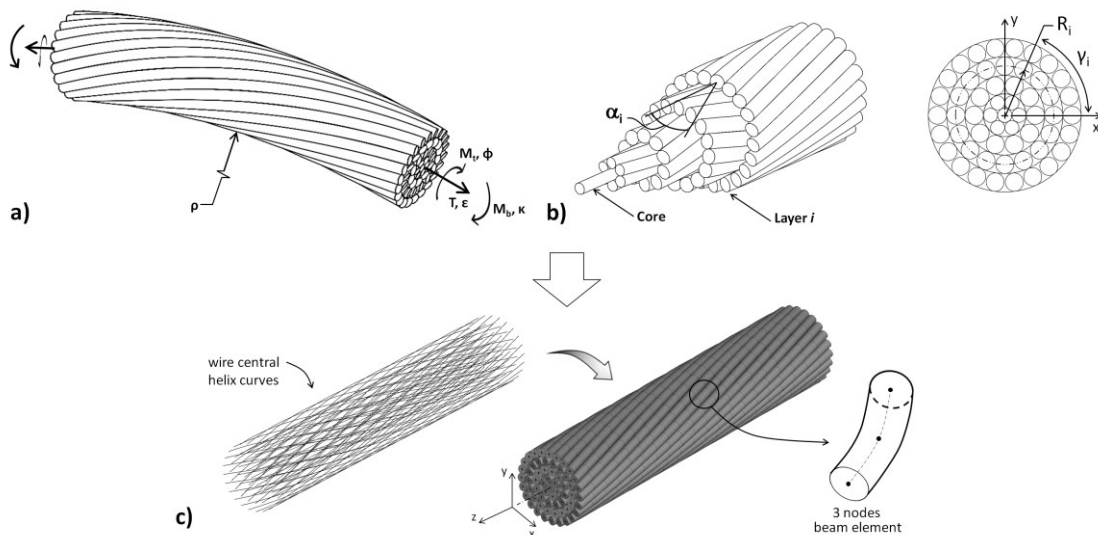


Figure 4.1 - Wire strand load/deformation configuration (a), geometric configuration (b) and FE model using beam elements (c)

4.3.3 Inter-wire contact modeling

Interactions between wires represent one of the key aspects of wire strand characterization. Two types of contacts can be found in a strand: 1- Lateral contacts (Figure 4.2a) correspond to the interactions between wires of the same layer, while 2- Radial contacts associate wires of adjacent layers (Figure 4.2b). Contacts between the central core and adjacent layers belong to the Lateral contact category

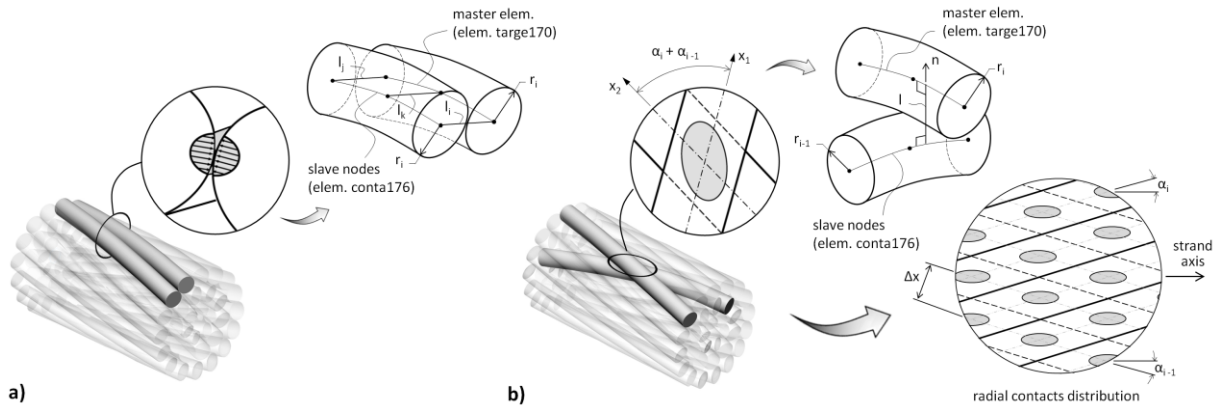


Figure 4.2 - (a) Lateral contact line and (b) radial contact point with 3D beam-to-beam contact configuration

A line-to-line contact approach using one-dimensional 3D master/slave element contact pairs, mapped onto beam elements (Figure 4.2) is employed for both inter-wire contact types. In Ansys®, contact elements CONTA176 and TARGE170 constitute the slave and master elements, respectively. For radial contacts, CONTA176 elements are mapped onto beams of the inner layer, while TARGE170 elements are associated with the elements of the second layer. The occurrence of contact between two beam elements is determined using a gap function (g_n) (eq.(4.5)); contact interactions are established when $g_n \leq 0$:

$$g_n = l - (r_i + r_{i+1}) \quad (4.5)$$

In eq. (4.5), l represents the normal distance between the centerline of contacting beam elements (Figure 4.2a). Moreover, since the line-to-line contact algorithm integrated in the present solution neglects the wire flattening and radial contraction contributions, the wire cross-sections are assumed to have constant radii r_i and r_{i+1} .

4.3 - FINITE ELEMENT MODELING APPROACH

For parallel wires (Lateral contact), contact conditions (open or closed) are verified at each contact node, while for crossing wires (Radial contact), the conditions are evaluated all along the length of the beam elements. In the present model, each inter-wire contact is individually defined by a set of master/slave element pairs. For lateral contact, all the beam elements associated with the considered wires are included in the contact pair. On the other hand, for radial contacts, only elements near the contact point are examined. To select the proper beam elements, the location of each radial contact point (illustrated in Figure 4.2b) is estimated using the relation defined by eq. (4.6) [66]:

$$\Delta x \approx \frac{2\pi R_{ct}}{n_{i-1}} \cdot \frac{\cos(\alpha_{i-1})}{\sin(\alpha_i + \alpha_{i-1})} \quad (4.6)$$

where R_{ct} is the contact radius between layers i and $i-1$, given by $R_{ct} = R_i - d_i/2 = R_{i-1} + d_{i-1}/2$.

The proposed model also accounts for friction at inter-wire contacts. Based on Coulomb frictional law, when juxtaposing normal (P) and tangential (Q) inter-wire contact forces obtained from the FE solution, the wires are assumed to be under stick conditions when $|Q| \leq \mu P$ and to start slipping when $|Q|$ reaches μP . Thus, under the sticking condition no relative tangential wire displacement is allowed at the contact interface. On the other hand, under the sliding condition the contacting wires slide on each other and $|Q|$ is set to μP .

The proposed model also accounts for friction at inter-wire contacts. Based on Coulomb frictional law, wires are under stick conditions when $Q \leq \mu P$ and start to slip when $Q > \mu P$.

While various contact algorithms are available for modeling contact pairs, the penalty method is preferred because of the large number of inter-wire contacts involved, and because it does not add any DOF to the equation system. The penalty algorithm uses a normal (K_n) and tangential (K_t) contact stiffnesses in order to minimize the penetration (δ_n) and prevent relative sliding (δ_t) in stick conditions at the contact and interface. Ansys® defines these parameters with the following semi-empirical expressions (eq. (4.7) and eq. (4.8)):

$$K_n = f_{K_n} \cdot E \cdot d \cdot \xi_n \quad (4.7)$$

$$K_t = \frac{f_{K_t} \cdot \mu \cdot E \cdot d^2 \cdot \xi_t}{h} \quad (4.8)$$

where in eq.(4.7) f_{K_n} is a normal stiffness factor, d the beam element diameter, and ξ_n a multiplying factor whose default value is set to 10. In eq. (4.8) f_{K_t} is a tangential stiffness factor, h the contact element size, and ξ_t a multiplying factor set to 3.75 by default. Values of 1.0 and 50.0 for f_{K_n} and f_{K_t} respectively, have proven to give results comparable to the Lagrangian contact algorithm commonly considered as theoretically exact.

4.3.4 Boundary conditions and loading application

In order to prevent any wire unwinding displacement, the ends of the strand are considered as rigid planes. Thus, all nodes located at one strand extremity are fully coupled to the node located at the central core by constraint equations. The end boundary conditions (traction force, imposed extension or displacement constraints) are thus applied only at the central core nodes.

4.3.5 Model solution

The wire strand model solution makes use of a direct sparse solver, combined to a Newton-Raphson algorithm to deal with large displacements, contacts and material nonlinearities. Force and moment equilibrium are verified at each solving iteration where convergence is assumed when the L2 norm residual is less than 0.5%. All simulations presented in this paper were realized on a 2.9 GHz quad-core CPU with 12 GB of RAM.

4.4 Model Validation

This section establishes the precision of the proposed approach. Results of published studies are compared to values obtained from the present model.

4.4 - MODEL VALIDATION

4.4.1 Wire strand analysis under axial loading

Figure 4.3 shows the first examined configuration, where the wire strand is submitted to an axial tension load T .

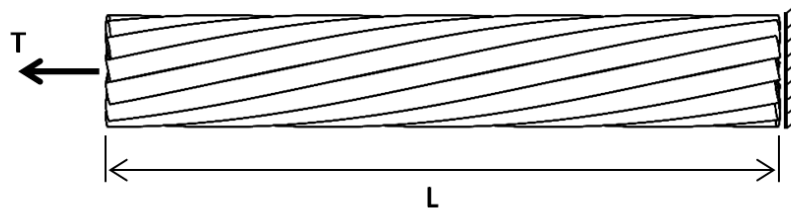


Figure 4.3 – Wire strand cable under axial loading

This first analysis considers the 7-wire single layer strand studied experimentally by Utting and Jones [97]. Table 4.1 presents the geometric and mechanical properties of the strand. Judge et al. [74] recently modeled the same configuration using a full 3D FE model made of linear solid elements. The following comparison includes the results of both publications.

Tableau 4.1 - Properties of 7-wire strand

Layer	n_i	d_i (mm)	E (GPa)	ν	E_t (GPa)	σ_y (MPa)	α_i (°)
Core	1	3,94	188	0,3	24,6	1540	-
1	6	3,73	188	0,3	24,6	1540	11,8

In the present case, the strand is loaded beyond its elastic limit. The material plasticity is introduced with a bilinear kinematic hardening law using the material yield point (σ_y) and tangent modulus (E_t) given in Table 4.1. As proposed by Judge et al. [74] the cable model integrates a strand length (L) of 200 mm. The constituent wires are discretized with beam elements with an average length of 10 mm. Preparatory simulations not included here showed good convergence/CPU time ratios with this mesh definition for the wire diameter (d_j) ranging between 3 and 5 mm. This element size is thus used for all following simulations. The 7-wire single layer strand mesh includes 168 beam elements, 288 contact pairs and 343 nodes. Compared to the 147,000 solid elements and 163,212 nodes of the full 3D reference model [74], the proposed approach offers an obvious mesh size reduction. Although not specified in

the work of Utting and Jones [97], Judge et al. [74] applied a friction coefficient μ of 0.115 to all contact points. The present simulation uses the same coefficient value.

The strand analysis integrates fixed and free end boundary conditions. The fixed end condition only admits axial extensions, while the free end one also permits rotation about the strand axis. Figure 4.4 compares the calculated axial load/deformation results to the published experimental and numerical values.

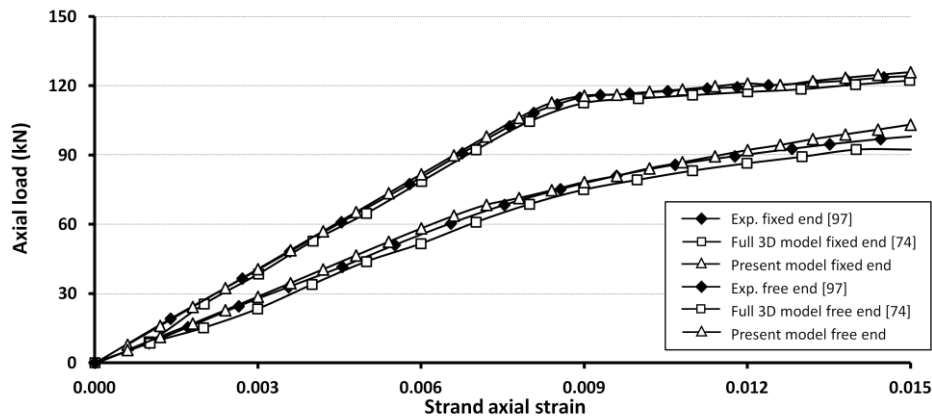


Figure 4.4 - Axial strain vs. axial load for the 7-wire strand

Figure 4.4 shows the high correspondence between the results established with the proposed modeling strategy and those published in the references.

The same case study was also modeled by Jiang and Henshall [98]. Exploiting the cyclic symmetry of the strand, the authors developed a refined 3D FE model including only one wire and the contacting core sector. This approach produced detailed information on the contact stresses. Table 4.2 compares the inter-wire contact forces per unit of length (p) extracted from the present model to those presented by Jiang and Henshall [98]. The table indicates that the overall correspondence is higher than 93%.

4.4 - MODEL VALIDATION

Tableau 4.2 - Core-wire contact force comparison

Axial Strain (ϵ)	p (N/mm) Jiang (2009)	p (N/mm) Present model	Diff. (%)
0,002	40,3	43,0	6,6
0,004	80,8	85,9	6,2
0,006	120,8	127,9	5,9
0,008	160,4	169,9	5,9
0,010	178,7	185,3	3,7
0,012	184,7	189,9	2,8

In addition to the 7-wire strand, Judge et al. [74] also examined a 120-wire multilayered steel strand. Table 4.3 gives the 120-wire strand properties taken from the reference paper. The authors of the paper established the tangent modulus E_t from the wire axial stress/deformation chart [99].

Figure 4.5a shows the stress distribution established with the present model, while Figure 4.5b compares the axial load/deformation results to the values published by Judge et al. [74]. The graph in Figure 4.5b also includes experimental data measured on a 6m cable specimen [74]. The reference document [99] indicates that the model solution lasted 12 hours on a desktop computer equipped with quad-core CPU and 32 GB of RAM.

Tableau 4.3 - Properties of 120-wire multilayered strand

Layer	n_i	d_i (mm)	E (GPa)	ν	E_t (GPa)	σ_y (MPa)	α_i (°)
Core	1	5,8	188	0,3	5,5	1540	-
1	7	4,3	188	0,3	5,5	1540	11,94
2	17	3,2	188	0,3	5,5	1540	14,75
3	14	5,3	188	0,3	5,5	1540	14,37
4	21	5,0	188	0,3	5,5	1540	15,23
5	27	5,0	188	0,3	5,5	1540	15,66
6	33	5,0	188	0,3	5,5	1540	15,95

The full 3D model required 2,520,000 solid elements and 2,797,920 nodes for a length L equal to 200 mm [74]. On the other hand, the present approach led to a mesh size of 2640 beam elements, 5869 contact pairs, 5400 nodes and a 62-minute solution.

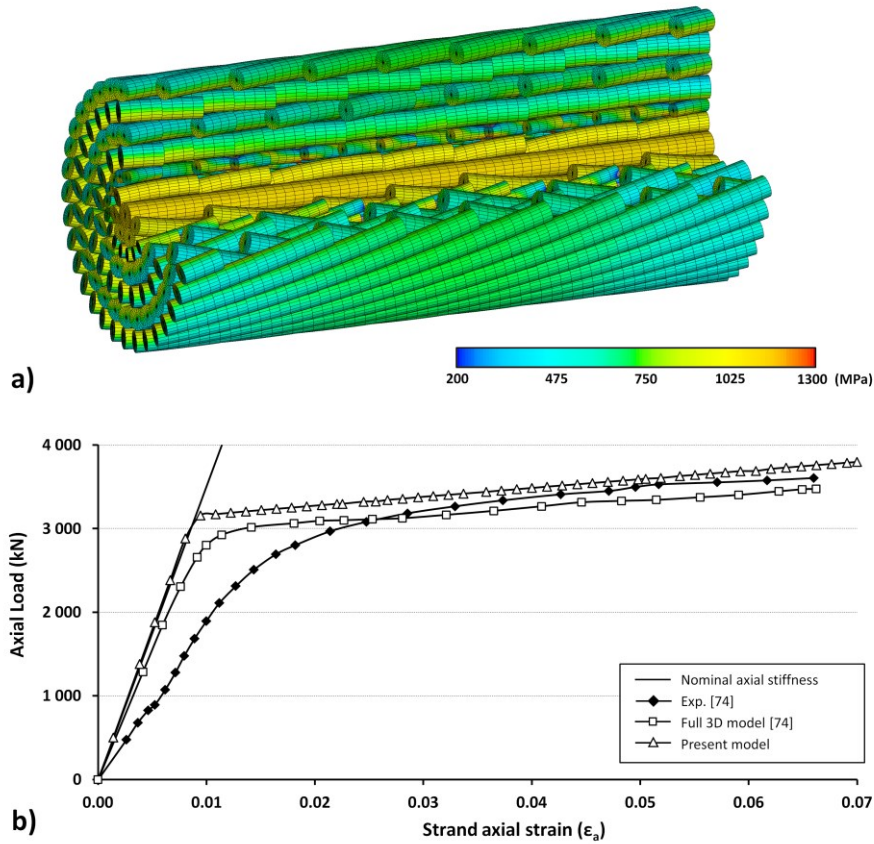


Figure 4.5 - 120-wire strand partial view of Von Mises stress (σ_{VM}) distribution at (a) $\epsilon_a = 0.0056$ and (b) axial strain (ϵ_a) vs. axial load

Although the numerical solutions significantly deviate from the experimental measures for the elastic domain part, Figure 4.5b shows that both models produce valuable and similar predictions of the theoretical cable stiffness. Judge et al. did not explain the experimental/numerical differences.

These first results show that, while considerably reducing the mesh size, the proposed beam modeling strategy offers descriptions of the global behavior of axially loaded strand cables with a precision equivalent to that provided by significantly more sophisticated models, and even extends beyond the elastic limit.

4.4 - MODEL VALIDATION

4.4.2 Strand response under combined axial/bending loads

This second series of validation analyses combines bending forces and axial loadings. Figure 4.6 illustrates the cable load arrangement. This configuration corresponds to the experimental bending tests conducted by Papailiou [55], [100], where a transverse load V varying between 0 and V_{max} is applied at the midspan position ($z = 0$ mm), while the wire strand is maintained at a specified tension value T , using rigid clamps. These clamps virtually prevented any cable slippage at both ends.

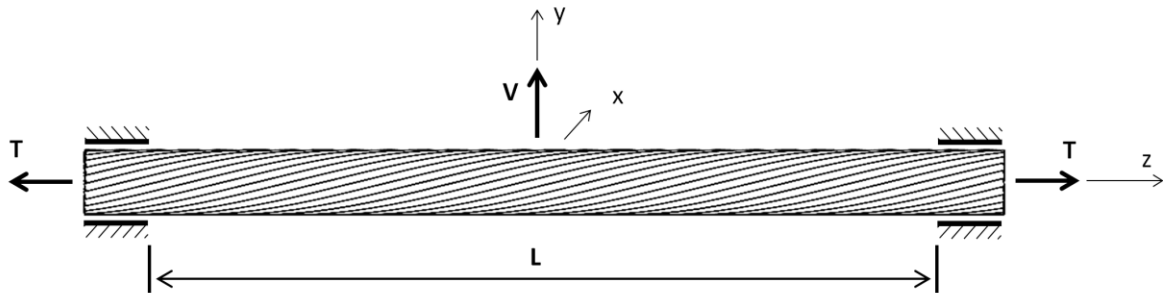


Figure 4.6 - Wire strand cable under axial and bending loading

In his work, Papailiou [100] analyzed two multilayered strands: 1- a S32 steel cable (Table 4.4) and 2- a ACSR Cardinal electrical conductor (Table 4.5). ACSR strands consist of a steel core and layers of aluminum wires. Both cable specimens were 1.0 m long.

Tableau 4.4 - Properties of S32 cable

Layer Nb.	Wire Nb.	Wire d_i (mm)	E (GPa)	ν	α (°)
Core	1	3,72	200	0,3	-
1	6	3,54	180	0,3	14,22
2	12	3,54	180	0,3	13,69
3	18	3,54	180	0,3	13,99
4	24	3,54	180	0,3	13,97

Tableau 4.5 - Properties of Cardinal ACSR conductor

Layer Nb.	Wire Nb.	Wire d_i (mm)	E (GPa)	ν	α (°)
Core	1	3,34	210	0,3	-
1	6	3,34	180	0,3	6,06
2	12	3,32	65	0,33	11,99
3	18	3,32	65	0,33	11,80
4	24	3,32	65	0,33	13,10

The following section examines the S32 cable. The present analysis assumes a linear elastic behavior, and imposes a constant coefficient of friction μ_a equal to 0.3 for all inter-wire contacts. This value is derived from friction force measurements published by Papailiou [100]. The DOF of both cable ends are constrained and only admit displacements in the axial direction. In addition, to prevent any rigid body movement, one core node located at the cable midspan ($z = 0$ mm) is axially constrained. The modeled cable length is $L = 1000$ mm. This length corresponds to the reference experimental test setup [55].

During the first load steps, the tension force T is applied in 20-load increments, and thereafter maintained for the rest of the simulation. After that, the transversal load V is also incrementally applied. After reaching the V_{max} value, the transversal load is gradually brought back to 0 following the inverse 20-load steps. This load sequence was repeated for a few load cycles, with $T = 280$ kN and $V_{max} = 40$ kN.

The numerical tests indicated that, using this load configuration, the cable load/deflection hysteresis reaches a steady-state regime at the second load cycle.

Figure 4.7a shows the strand deformation and corresponding von Mises stress distributions after two load cycles, while Figure 4.7b presents the resulting midspan load-deflection curve. The graph of Figure 4.7b also includes Papailiou's experimental measurements and the theoretical evaluations made with eq. (4.9), considering EI_{max} and EI_{min} .

In eq. (4.9), $k = (EI/T)^{1/2}$ and $s = L/4$. Integrating the S32 cable properties given in Table 4.4 into eqs. (4.1) and (4.2) leads to 6357.8 Nm^2 and 82.7 Nm^2 for EI_{max} and EI_{min} , respectively.

The experimental and theoretical evaluations presented in Figure 4.7 have been shifted to have their origins correspond to the x-intercept of the steady-state hysteresis.

$$y_{max} = \frac{Vk}{T} \left[\frac{L}{4k} - \frac{1 - e^{-L/2k}}{1 + e^{-L/2k}} \right] \quad (4.9)$$

While the chart shows a good correlation between the model predictions and the experimental data, the large hysteresis areas indicate that the simulations overestimate the friction losses.

4.4 - MODEL VALIDATION

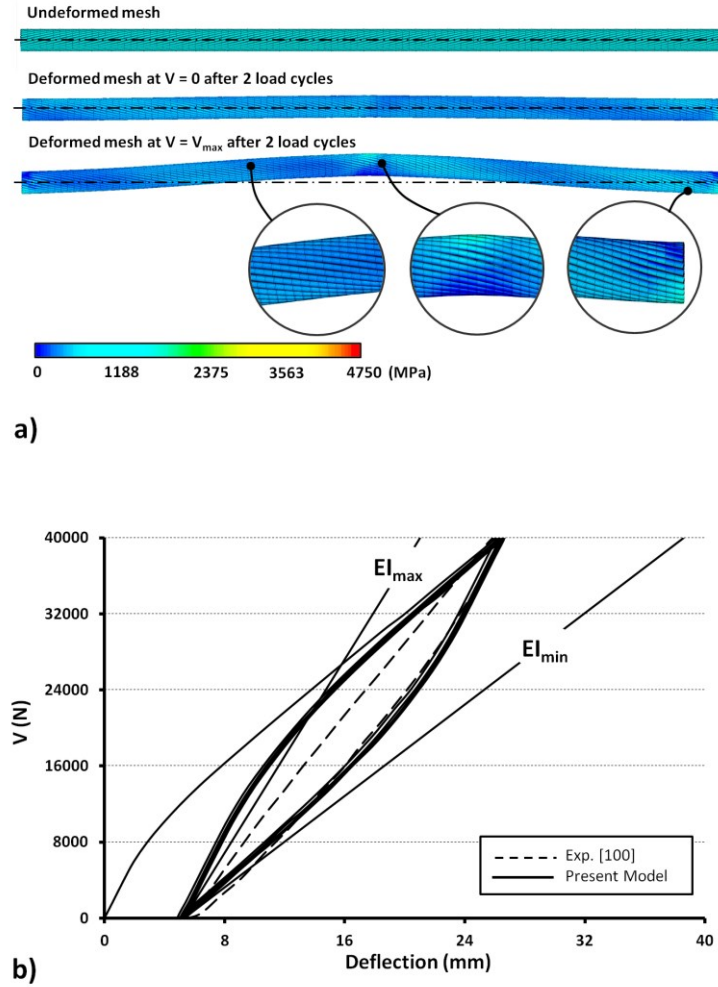


Figure 4.7 - S32 cable ($T = 280$ kN and $V_{\max} = 40$ kN), Von Mises stress (σ_{VM}) distributions after (a) 2 load cycles and (b) 5 cycle load-deflection hysteresis curve at the cable center ($Z = 0$ mm), V variation between 0 and V_{\max}

The following simulations consider four load configurations ($T; V_{\max}$) given in kN: Case 1 (40;5), Case 2 (80;10), Case 3 (140;20) and Case 4 (280;40). Figure 4.8 compares the cable deflection over a 150mm distance to the experimental results presented by Papailiou for $V = V_{\max}$. The numerical deflection values are evaluated at the nodes defining the central core wire. Moreover, in order to illustrate the wire slippage effect, the graph of Figure 4.8 also includes the theoretical cable deflection curves calculated with eq. (4.10) [101], considering the EI_{\max} and EI_{\min} assumptions.

$$y(x) = \frac{Vk}{2T} \left[\left(\sinh\left(\frac{x}{k}\right) - \left(\frac{x}{k}\right) \right) - \tanh\left(\frac{s}{k}\right) \left(\cosh\left(\frac{x}{k}\right) - 1 \right) \right] \quad (4.10)$$

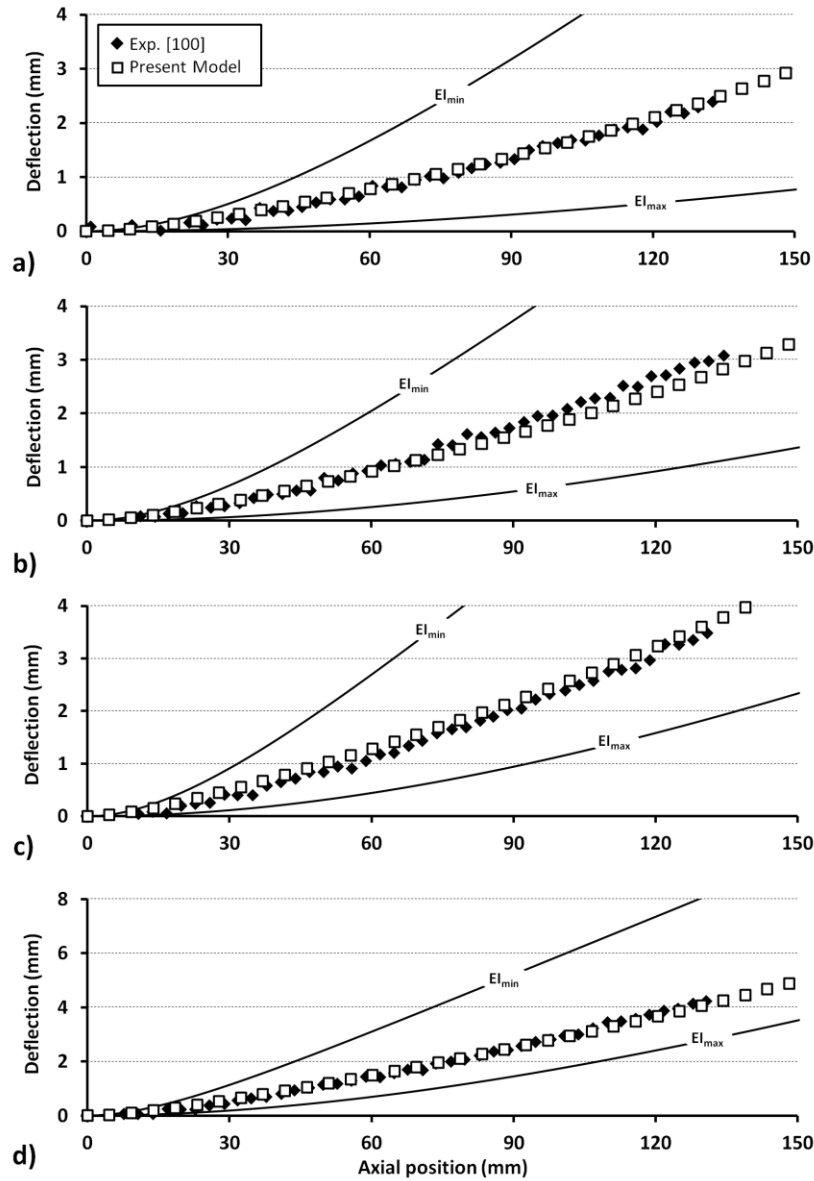


Figure 4.8 - S32 cable deflection a) Case 1, b) Case 2, c) Case 3 and d) Case 4

The numerical solutions presented in Figure 4.8 demonstrate a perfect correspondence with the experimental data. Figure 4.8 also illustrates the imprecision associated with the theoretical expression (eq. (4.10)). The inaccuracy associated with eqs. (4.1) and (4.2) is also visible in Figure 4.7b) with y_{max} .

The following analyses examine the ACSR Cardinal conductor described in Table 4.5. Compared to the previous simulation, the friction coefficient is changed to $\mu_a = 0.5$ to describe

4.4 - MODEL VALIDATION

the aluminum-aluminum and steel-aluminum contacts, while $\mu_a = 0.3$ remains at the steel-steel wire contacts.

The simulations only include one load case: $T = 40$ kN and $V_{\max} = 4.3$ kN. Figure 4.9a) and b) present the cable deflection at V_{\max} and the midspan ($z = 0$ mm) load-deflection response, respectively. For clarity, the simulation results established for the first transversal load application have been removed from Figure 4.9b), while the remaining part is moved to have its x-intercept at $x = 0$. Both graphs also include the Papailiou experimental data and the theoretical curves established with $EI_{\max} = 1800.4$ Nm² and $EI_{\min} = 28.3$ Nm² (eqs. (4.1) and (4.2)).

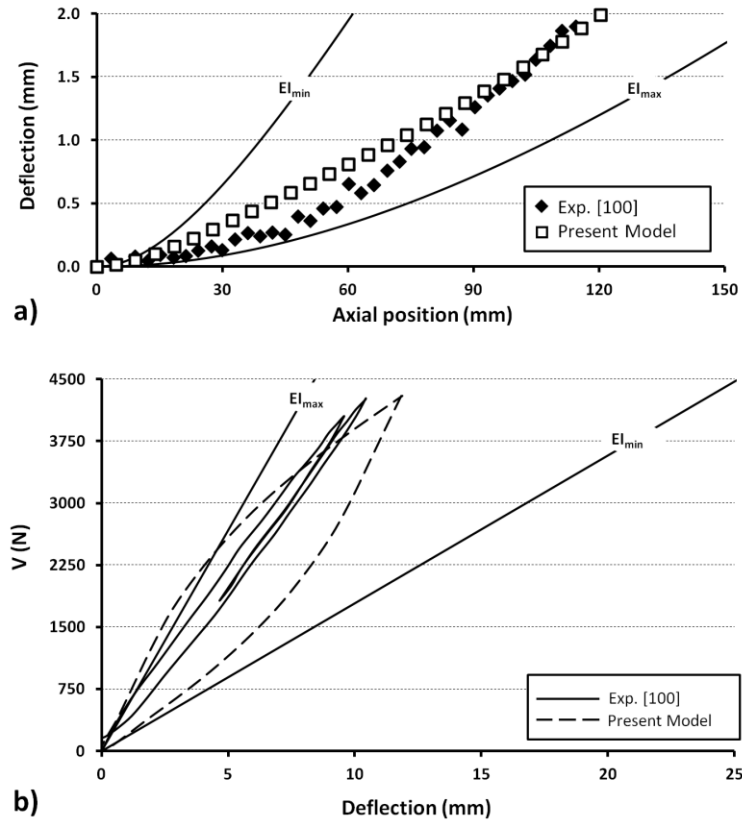


Figure 4.9 - ACSR cardinal ($T = 40$ kN and $V_{\max} = 4.3$ kN), (a) deflection and (b) load-deflection curve at the cable center ($Z = 0$ mm), V variations between 0 and V_{\max}

The V_{\max} deflection comparison once again shows good agreement between the numerical results and the experimental values (Figure 4.9a), while the predicted hysteresis area remains larger than the measured response (Figure 4.9b).

Despite the differences noted, the simulation results show that the proposed modeling approach is adapted to multilayered strand simulation; the model accurately reproduces the nonlinear cable response, which is largely controlled by friction forces at the inter-wire contacts.

4.5 Analysis of the wire strand under combined axial/bending loads

Although the model capacity to simulate strands submitted to complex loadings was confirmed in the previous section, the differences revealed for the ACSR Cardinal case require additional attention. The following reconsiders the ACSR Cardinal response, and presents a deeper analysis of the Section 4.4 simulation results.

4.5.1 Distribution of inter-layer contact interaction

Levesque et al. [88] conducted vibration tests on an ACSR Bersfort conductor clamped with fixtures similar to those considered in Papailiou's research. The tests were conducted with induced vibrations producing deflection amplitudes (Δy) of 0.3 mm at 89 mm (3.5 in) from the clamp edge. The authors reported contact point statuses from the first 250mm conductor segment outside the clamp (-500 to -250mm) at layer interfaces 2-3 and 3-4 (see Figure 4.12). They mapped the contact conditions according to three statuses: A - Sticking, B - Sliding, and C - Slipping (partial relative displacements). Figure 4.10 schematically reproduces the reference observations mapped onto the strand.

4.5 - ANALYSIS OF THE WIRE STRAND UNDER COMBINED AXIAL/BENDING LOADS

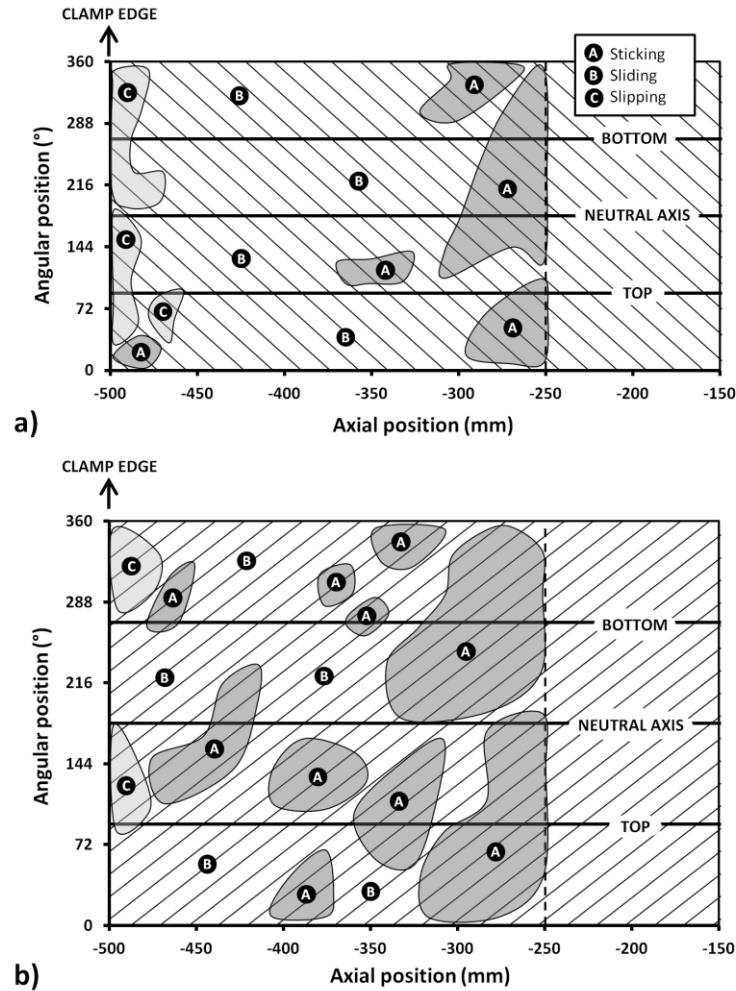


Figure 4.10 - ACSR Bersfort conductor, mapping of contact points status between (a) layers 2 and 3 and (b) between layers 3 and 4 (reproduced from Levesque et al. [88])

To assess the validity of the inter-wire contact description obtained from the present model, Figure 4.11 presents the model predictions obtained for the ACSR Cardinal conductor defined in Table 4.5, using a similar mapping approach. In order to have deflection amplitudes comparable to the Levesque et al. [88] test conditions, the tests were conducted with $V = 0.4V_{\max}$ ($V_{\max} = 4.3$ kN).

The reference results [88] also revealed slipping marks at the conductor/clamp interface from the clamp edge, up to 22 mm inside the clamped zone. In the present model, the node coupling at the conductor ends (equivalent to clamping edges) prevents any relative motion, and can be considered as the limit point of contact slip observed in the reference [88]. Hence, the contact point statuses predicted by the model are mapped in Figure 4.11, considering the clamp edge

positioned at -478mm (22 mm from the restrained end). Finally, since the model formulation only detects sticking and sliding conditions, and cannot directly describe partial slip, slipping condition occurrences are identified at contact points experiencing a contact status change from sticking to sliding during the V loading process from 0 to $0.4V_{\max}$.

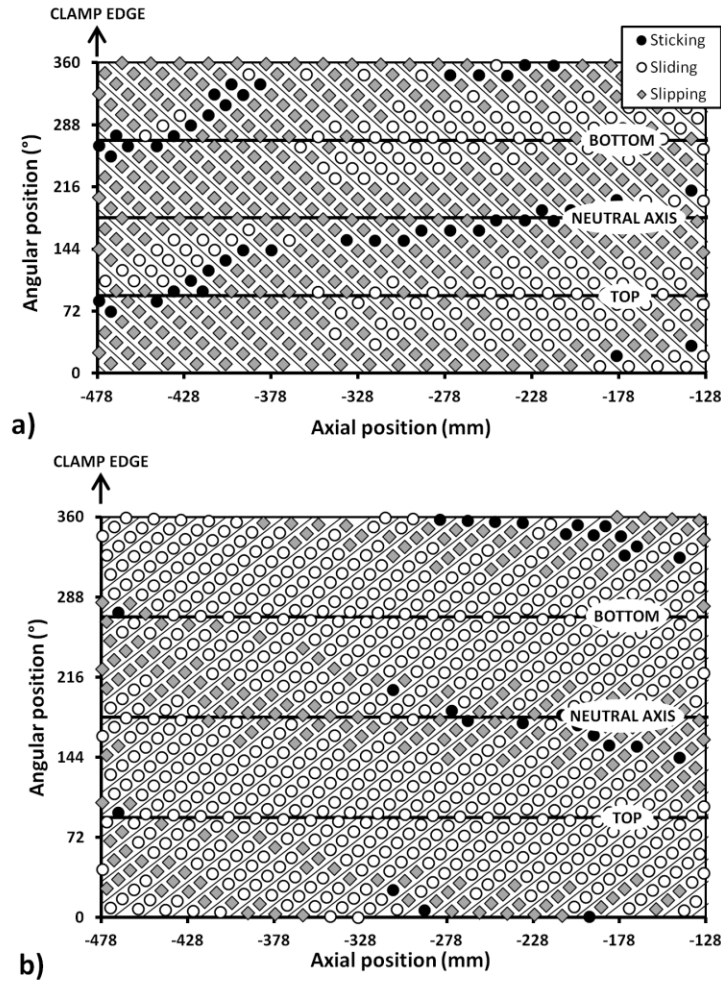


Figure 4.11 - ACSR Cardinal at $V = 0.4V_{\max}$, mapping of contact points status (a) between layers 2 and 3 and (b) between layers 3 and 4

A comparison of the numerical results (Figure 4.11) to the experimental measures (Figure 4.10) shows close similarities, despite the differences between the configurations. Indeed, as indicated in the reference descriptions, the predicted contact mappings show that a majority of the points are under sliding conditions, while sticking and slipping zones tend to concentrate close to the evaluation zone limit (axial position -250 mm) and the clamp edge (axial position -500 mm), respectively. The model produces more slipping points at the layer 2-3 contact

4.5 - ANALYSIS OF THE WIRE STRAND UNDER COMBINED AXIAL/BENDING LOADS

interface. However, considering the numerical slipping criterion, some of these contact points would probably have been considered under sliding conditions in the experimental description. Globally, the model establishes interlayer contact interactions which are representative of published experimental observations.

4.5.2 Wire axial force analysis

The simulation results presented in Figure 4.9 (strand deflection and hysteresis) may also be interpreted through wire axial force (F) distributions. Figure 4.13 presents the axial force (F) calculated for the nodes of layers 2 to 4 when $V = V_{\max}$ ($V_{\max} = 4.3$ kN). Figure 4.13 also includes the axial force variation (ΔF) established between $V = 0$ and $V = V_{\max}$. Moreover, for clarity, the graphs only include the predictions made for the more descriptive nodes. These nodes are in the regions near the vertical (top and bottom) and horizontal planes shown in Figure 4.12. In addition, since the predictions are symmetrical with respect to the central axial position ($z = 0$ in Figure 4.6), the graph only includes the conductor half-length results. The charts also incorporate the deflection curve established when $V = V_{\max}$. For all cases, T was fixed at 40 kN.

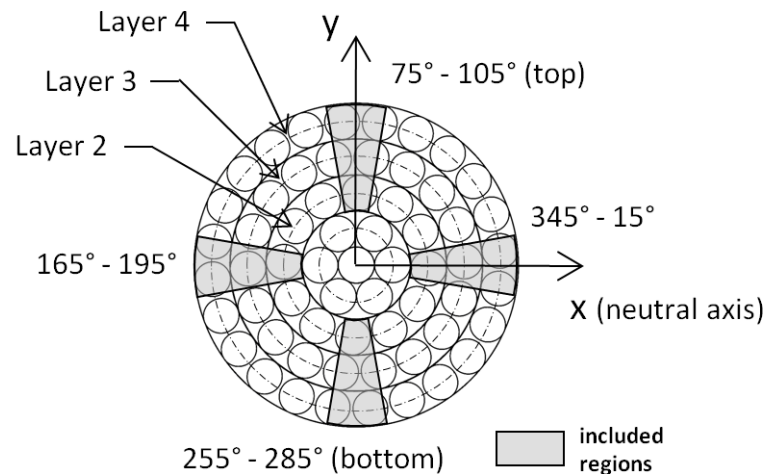


Figure 4.12 - Analyzed conductor layers near vertical and horizontal planes (grayed zones)

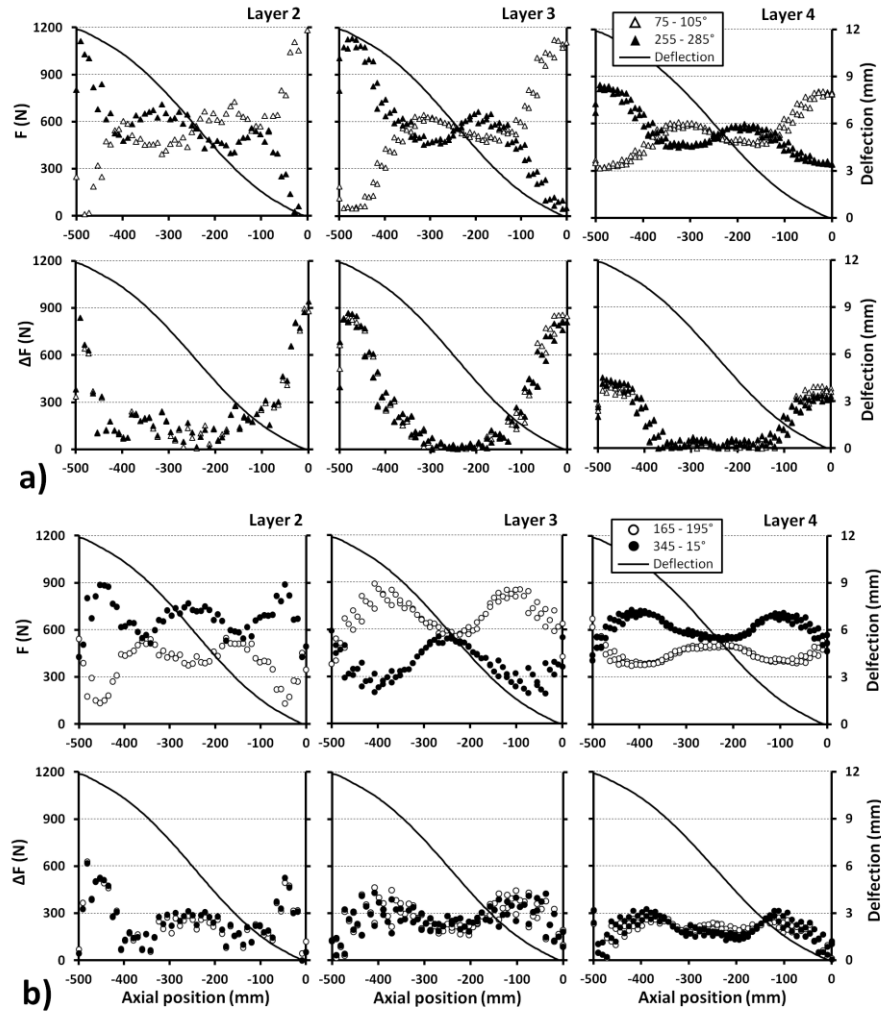


Figure 4.13 - Distributions of F when $V=V_{\max}$ and ΔF for wires of layers 2, 3 and 4 located near the (a) vertical and (b) horizontal planes

Figure 4.13(a) shows that the wires close to the vertical plane experience their maximum F and ΔF values at the V load application points ($z = 0\text{mm}$) and at the clamped end points ($z = -500\text{ mm}$). The charts also indicate that the inner layers support the highest values. F and ΔF are at their minimum amplitude in the straight cable portion (between -150 and -350 mm). On the other hand, the wires close to the horizontal plane (Figure 4.13b) mainly sustain the axial force peaks in areas between 50 and 100 mm from the mid ($z = 0\text{mm}$) and end ($z = 500\text{mm}$) cable positions. However, the maximum force values remain significantly lower than those close to the vertical plane. Regarding ΔF , the horizontal plane presents a more uniform

4.5 - ANALYSIS OF THE WIRE STRAND UNDER COMBINED AXIAL/BENDING LOADS

distribution, although the maximum variations of ΔF remain located at the positions of the force maxima.

Because of the strand structure (Figure 4.1b), an axial tension provokes tightening displacements of the wires, increasing the contact pressure transmitted to underlying layers. Therefore, the high values of F revealed in Figure 4.13a explain in part the sticking statuses observed in Figure 4.11 close to the clamp edge location at the top and bottom angular positions (90 and 270 degrees). On the other hand, comparing the axial force distribution in the horizontal plane zone angular positions to the contact mappings of Figure 4.11 (0-360 and 180 degrees) shows that the highest $F/\Delta F$ values are also associated with sticking conditions: between -400 and -128 mm for layer 2-3 contacts and between -328 and -128 mm for layer 3-4 contacts.

4.5.3 Inter-wire force analysis

The friction wear at a given contact position depends on the local normal force and on the associated sliding distance. This section analyzes the normal force (P), the tangential force (Q) and the slip distance (δ) at selected contact points for the 1-2, 2-3 and 3-4 layer combinations. Figure 4.14a) and b) present the simulation results at the positions close to the vertical and horizontal planes shown in Figure 4.12. The plots of Figure 4.14a) and b) also include Δ evaluations made between $V = 0$ and $V = V_{\max}$. Once again, V_{\max} was 4.3 kN, while the axial tension was kept constant at $T = 40$ kN.

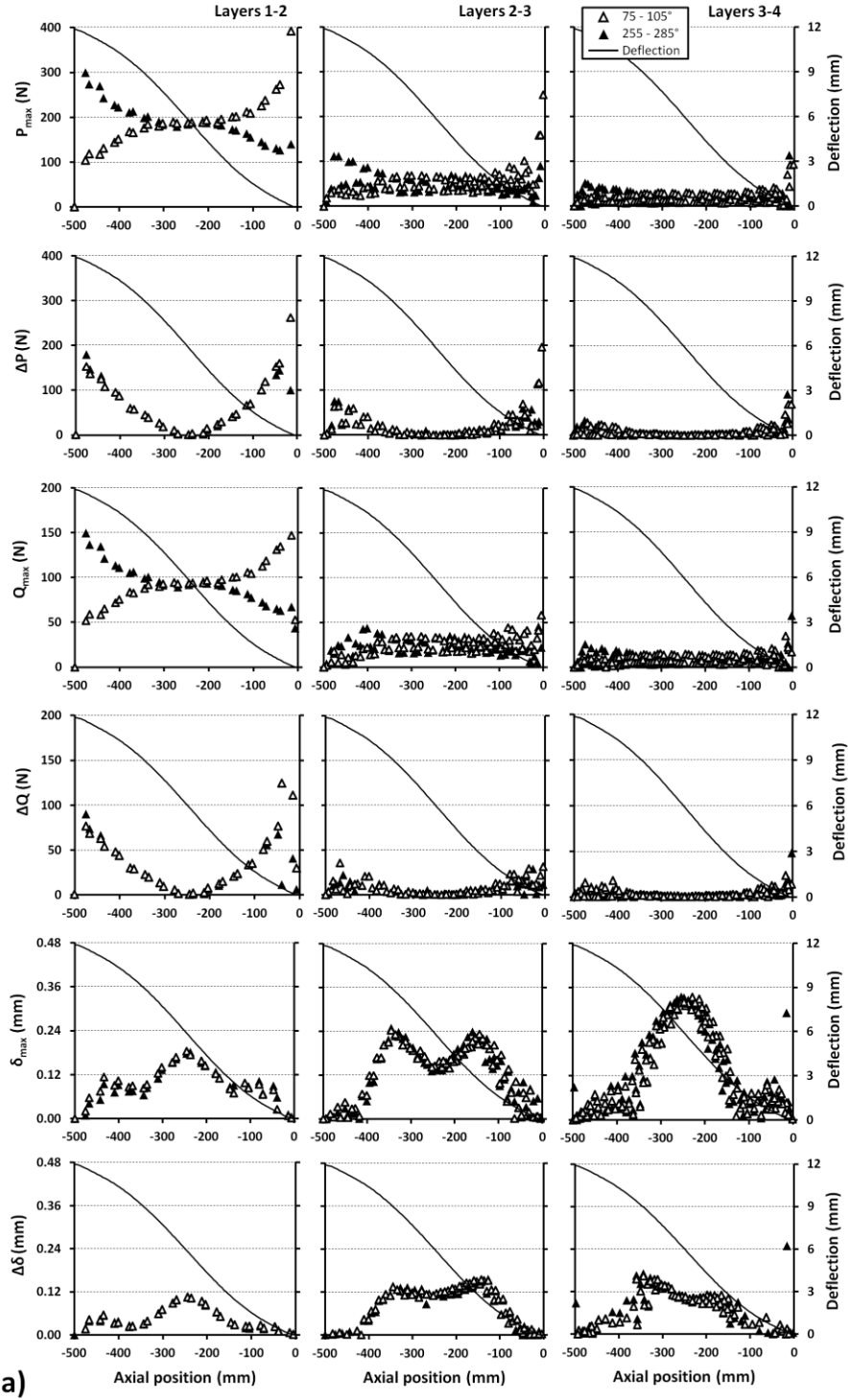


Figure 4.14 - Distributions of P when $V=V_{max}$, ΔP , Q when $V=V_{max}$, ΔQ , δ when $V=V_{max}$ and $\Delta \delta$ for contact points located near the vertical (a) and horizontal (b) planes at layer interfaces 1-2, 2-3 and 3-4

4.5 - ANALYSIS OF THE WIRE STRAND UNDER COMBINED AXIAL/BENDING LOADS

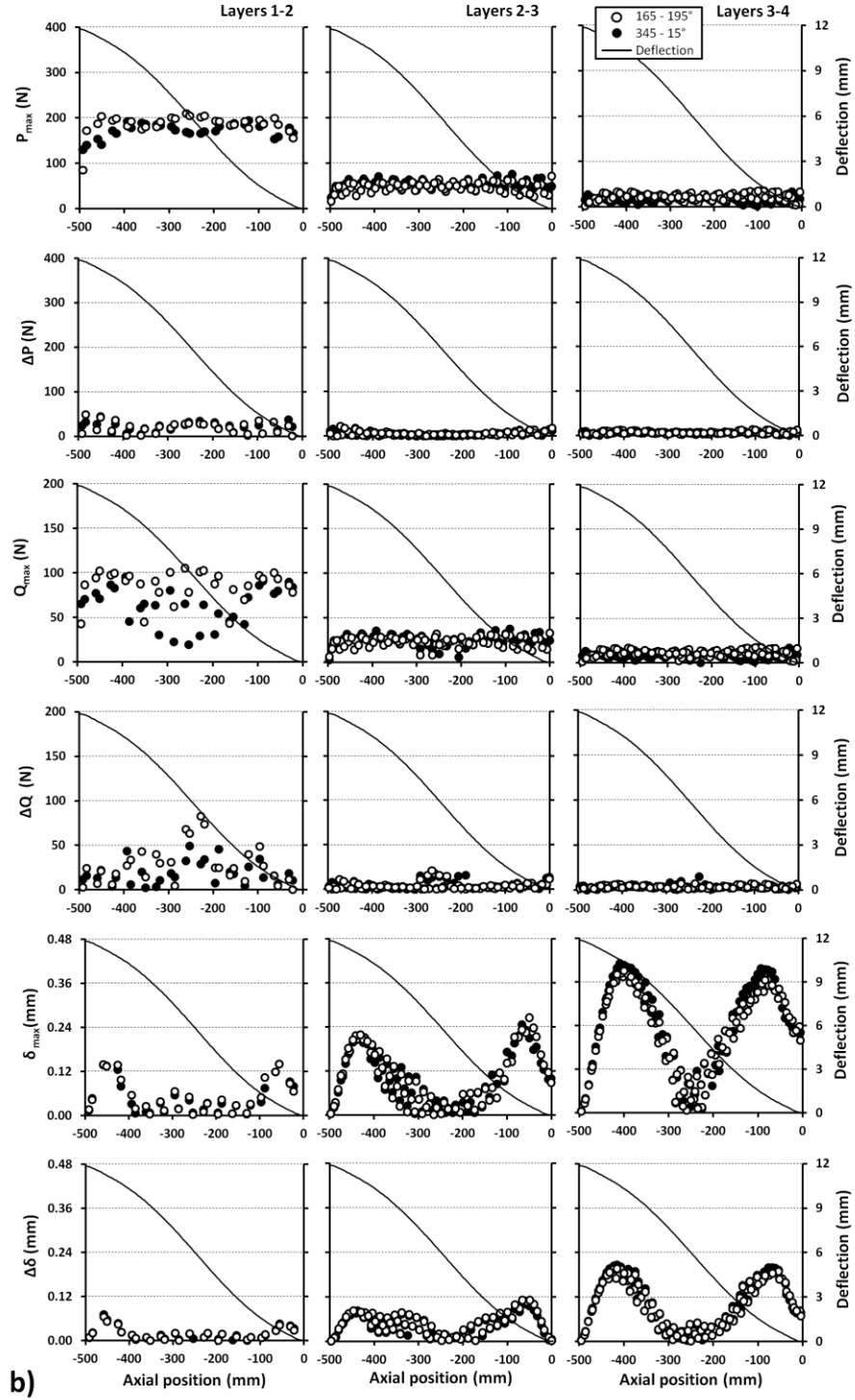


Figure 4.14 - Distributions of P when $V=V_{max}$, ΔP , Q when $V=V_{max}$, ΔQ , δ when $V=V_{max}$ and $\Delta \delta$ for contact points located near the vertical (a) and horizontal (b) planes at layer interfaces 1-2, 2-3 and 3-4 (suite)

Figure 4.14a) and b) show that, regardless of the horizontal or vertical region considered, the normal (P , ΔP) and tangential (Q , ΔQ) forces are higher at inter-layer 1-2 than at interlayer 2-3 or 3-4.

The normal/tangential force combinations generate almost inversely proportional slip displacement δ . For example, Figure 4.14a shows, for all inter-layer combinations, that the δ predictions remain at low amplitudes for the first 100 mm from the V application point ($z = 0$ mm) and from the clamp edge position ($z = 500$ mm). On the other hand, the maximum δ values appear in the 100 to 400 mm portion of the strand; the external layer combination 3-4 show its maximum sliding displacement at 250 mm, which correspond to an inflection point in the conductor deflection curve.

The displacement results presented in Figure 4.14b for the horizontal plane region show that δ is also minimal at the clamped end, but significant at the V load position. The maximum slip amplitudes are located in the 50-100 mm and 400-450 mm regions, for all three analyzed inter-layers. Globally, compared to the Figure 4.14a results, the δ evaluations presented in Figure 4.14b demonstrate practically inverse amplitude distributions along the strand. Based on the force F , P and Q evaluations, as well as on the slip displacement δ predictions, it may logically be concluded that the wire bulk stress and contact conditions present significant fluctuations along the strand, and that the internal layers are submitted to more severe loading conditions.

In addition to the surface wear, the normal force P may also cause immediate plastic contact deformations, and influence the coefficient of friction; normal force augmentation increases real contact areas and, consequently, the associated adhesion coefficient of friction (μ_a) as well. The tangential force Q and the slip displacement δ also influence the real contact areas and the adhesion coefficient of friction. Therefore, the significant P , Q and δ variations are good indications that the coefficients of friction are not uniform and constant as assumed within the previous simulations. The next section further investigates how the coefficient of friction influences the simulation results.

4.6 Friction coefficient influence evaluation

Following the previous observations, this section evaluates the effect of different friction modeling approaches.

4.6.1 Friction coefficient magnitude effect

The influence of μ_a is first analyzed considering three values for μ_a at the wire aluminum-aluminum contacts: 0.5, 0.7 and 0.9. These coefficients remain similar to the Wharton et al. [102] and Papailiou [55] observations made during experimental fretting/friction tests on aluminum alloy specimens. The contacts involving steel wires remain unchanged and fixed to the values indicated in Section 3.2: $\mu_a = 0.3$ and 0.5 for the steel-steel and steel-aluminum contacts, respectively. Figure 4.15 compares the results, and illustrates the influence of μ_a on the calculated bending deflection.

Figure 4.15a) particularly shows that increasing μ_a reduces the deflection slope. Figure 4.15b) shows that the high μ_a and low V combinations lead to higher bending rigidities (EI) than the theoretical upper limit EI_{\max} . In reality, the same response may have been produced with the introduction of a higher tangential stiffness (K_t). In other words, a change in the inter-layer friction coefficient may generate a corresponding effect on the bending stiffness.

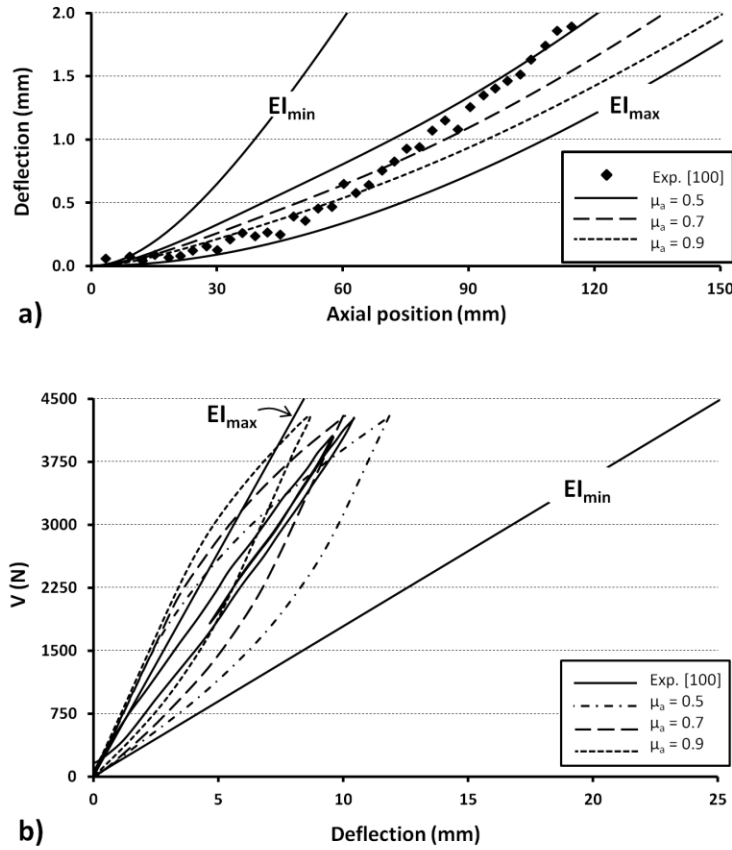


Figure 4.15 - ACSR Cardinal ($T = 40$ kN and $V_{max} = 4.3$ kN), (a) deflection and (b) load-deflection curve at the cable center ($z = 0$ mm) V variations between 0 and V_{max} with different values of μ_a

The experimental deflection curve shows that close to the V application point ($z = 0$ mm), the strand deformation presents a lower gradient than at more distant points, suggesting therefore a reduction of the friction coefficient with an augmentation of the distance from the V application point; for z between 0 and 60 mm, the response obtained with $\mu_a = 0.9$ is closer to the measurements, whereas for the remaining part (z between 60 and 120 mm), $\mu_a = 0.5$ offers a better correspondence. Actually, the experimental result trend remains close to the theoretical approximation EI_{max} up to a distance of 45 mm from the V application point. On the other hand, at greater distances, the experimental deflection never reaches the EI_{min} prediction. In other words, the Papailiou results suggest that the friction behavior remains close to a no-slip condition around the transversal load application point, and progresses toward sliding conditions, while never attaining a full slip state. Since this behavior does dominate the response in the graphs of Figure 4.8 (S32 steel cable), it may be assumed that it

4.6 - FRICTION COEFFICIENT INFLUENCE EVALUATION

is mainly controlled by a combination of elastic and plastic localized deformations of the aluminum wires.

The hysteresis curves in Figure 4.15b indicate that higher values of μ_a lead to slightly reduced friction losses since more contact points remain under stick conditions. This observation also advocates for high values of μ_a in the vicinity of the V application.

Finally, this analysis indicates that the model should offer an improved precision with friction coefficients better reflecting the variable inter-wire relative displacements along the strand axial position.

4.6.2 Variable adhesion friction coefficient effect

Considering the mechanical properties of ACSR aluminum wire, it may reasonably be assumed that the loads (P, Q) shown in Section 4.5 can generate wear and plastic deformations. Figure 4.18a shows indentation marks observed on experimental specimens of 19/54 ACSR Géant conductor, similar observations are reported by Azevedo et al. [103]. Altered wire surface conditions have a direct effect on inter-wire contact. The influence of wire surface changes may be integrated into variable friction coefficient values. However, predicting the complete distribution of μ along the strand remains an impractical endeavor. The following section examines the response quality improvement resulting from a multi-level adhesion coefficient of friction.

In order to force the quasi no-slip condition noted in the V load application point neighborhood and near the clamped ends, a μ_a value of 0.7, equivalent to a static coefficient, is imposed at aluminum-aluminum and aluminum-steel radial contacts over 100 mm (L_{stick}) from the V application point ($z = 0$ mm) and from the strand fixed extremities ($z = 500$ mm). On the other hand, slip conditions are promoted with a value equivalent to a dynamic coefficient of friction $\mu_a = 0.3$. This coefficient is applied at the aluminum-aluminum and aluminum-steel radial contacts over four 50 mm strand segments (L_{slip}) next to the no-slip zone. Figure 4.16 shows the proposed μ_a variations zones. Unaffected strand zones maintain the original coefficient of friction configuration ($\mu_a = 0.5$ for aluminum-aluminum and aluminum-steel contacts). The steel-steel contact coefficients of friction are fixed at $\mu_a = 0.3$ throughout.

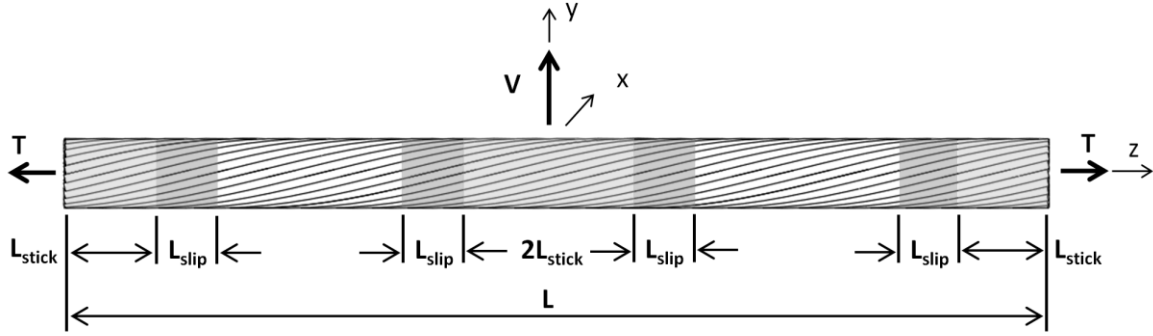


Figure 4.16 - Two-level coefficient of friction model configuration

In addition, in order to extend the description of the multi-level coefficient concept, extreme values for μ_a of 0.9 and 0.1 are also evaluated in the stick and sliding zones of the aluminum-aluminum and aluminum-steel contacts. Figure 4.17 reproduces the result of Figure 4.9 and adds the deflection and hysteresis predictions established for the two aforementioned configurations, introducing variable μ_a .

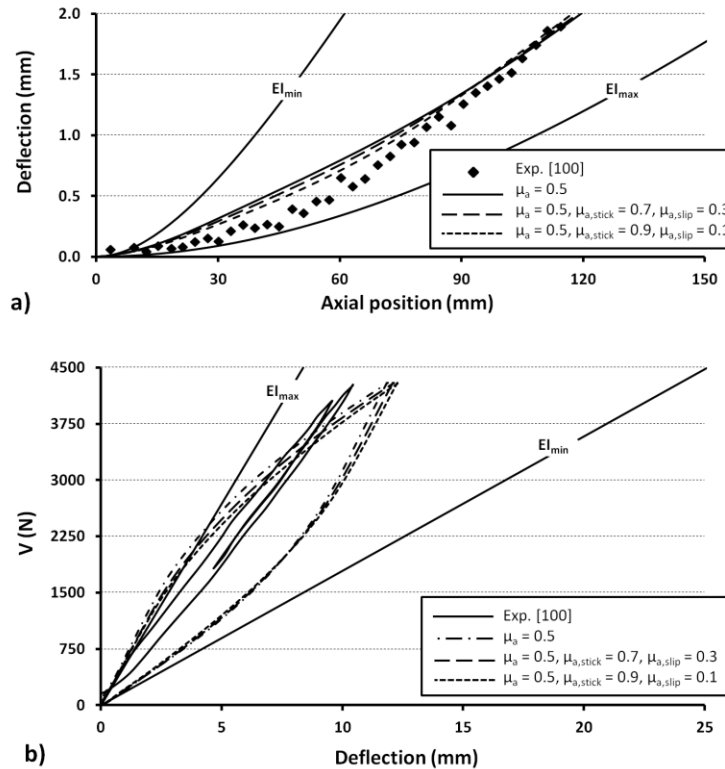


Figure 4.17 - ACSR Cardinal ($T = 40$ kN and $V_{\max} = 4.3$ kN), (a) deflection and (b) load-deflection curve at the cable center ($z = 0$ mm) V variation between 0 and V_{\max} considering multi-level μ_a

4.6 - FRICTION COEFFICIENT INFLUENCE EVALUATION

The curves in the chart of Figure 4.17a) show some precision gains realized with the multi-level adhesion coefficient of friction; the predicted deflection better represents experimental data. However, the approach does not significantly influence the friction dissipation; even with the overemphasis brought in with the 0.9 and 0.1 coefficient values, the numerical hysteresis curves presented in Figure 4.17b) remain practically unchanged. Therefore, it must be concluded that the multi-zone adhesion coefficient of friction shown in Figure 4.16 is not sufficient to explain the experimental observations.

4.6.3 Orthogonal friction coefficient effect

The previous evaluations only considered the adhesion contribution to friction or $\mu = \mu_a$. The obtained results tend to indicate that this approach is too simplistic, and that a more realistic formulation should incorporate the deformation process. The coefficient of friction (μ) should hence be written as: $\mu = \mu_a + \mu_d$, where μ_d represents the deformation contribution. Figure 4.18(a) shows typical local alterations of wire surfaces caused by contact loads. In addition to adhesion phenomena described by μ_a , this type of plastic deformation may mechanically constrain the relative displacements of the wires. However, since the proposed FE model does not account for wire cross-section alterations, the deformation contribution cannot be directly integrated. On the other hand, the above μ formulation can easily compensate for this aspect and embody this additional constraint via μ_d . In reality, the indentation marks generated at the contact points plausibly promote inter-wire slip in a preferred direction.

The friction may be defined in orthogonal directions corresponding to the strand axial direction (Direction 1) and the direction (Direction 2) resulting from the cross product between Direction 1 and the normal to the radial contact point (Figure 4.18b). Direction 1 and Direction 2 do not aim at defining an exact representation of the local indentation mark orientation, but rather, it is to provide a global representation of the strand assembly. The coefficients of friction μ_1 and μ_2 represent Directions 1 and 2, respectively. These coefficients are expressed as $\mu_i = \mu_{ai} + \mu_{di}$.

The expression of the coefficient of friction may be reduced to a unique function of μ_a : $\mu_i = \mu_{ai}(1+c_{di})$, where the constant c_{di} represents the deformation contribution. Moreover,

considering $\mu_{a2} = \mu_{a1}$, the relation between μ_1 and μ_2 may be defined by the ratio $\mu_2/\mu_1 = (1+c_{d2})/(1+c_{d1})$. As well, assuming that Direction 1 is controlled by adhesive bonds, c_{d1} may be set to zero. The μ_2/μ_1 value is then reduced to $(1 + c_{d2})$.

In the model, μ_1 and μ_2 are independent parameters. Hence, setting μ_2 to zero would isolate the adhesion contribution, whereas setting μ_1 to zero would emphasize the friction caused by the deformations.

To illustrate the influence of the orthogonal friction concept, the following section re-evaluates the ACSR Cardinal response when c_{d2} is set to 0, 4, 9 and 14, which leads to the corresponding μ_2/μ_1 ratios 1, 5, 10 and 15, respectively. Figure 4.19a) and b) present the simulation results established for these ratios when the aluminum-aluminum μ_a values are 0.5, 0.7 and 0.9. The coefficients of friction at the steel-steel and steel-aluminum contacts were maintained at 0.3 and 0.5, respectively.

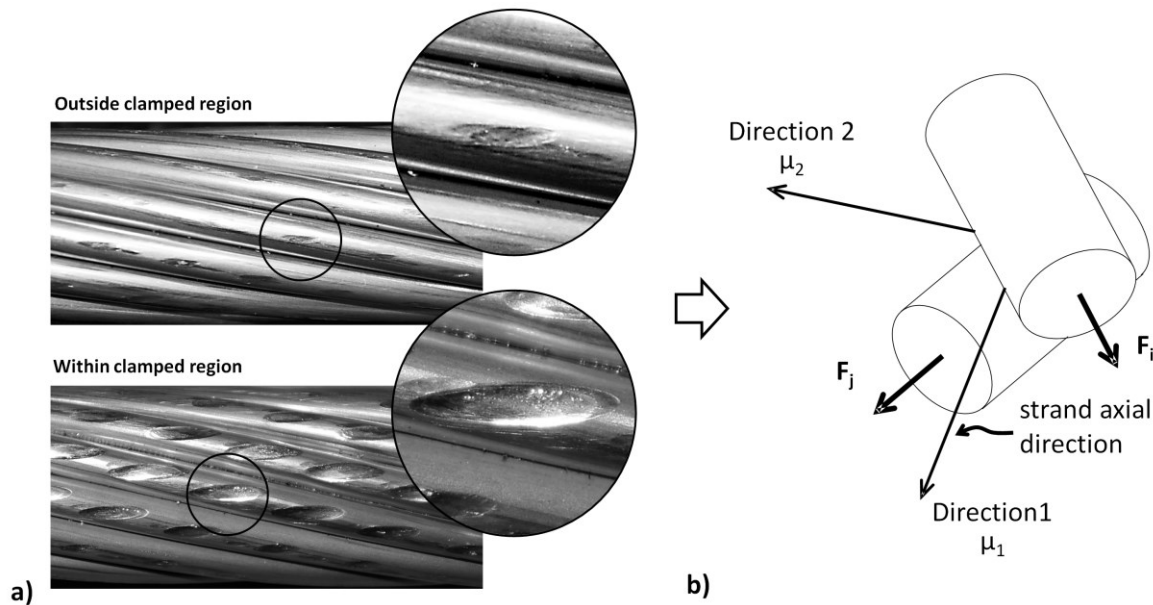


Figure 4.18 - (a) Indentation marks at inter-wire contact interfaces between layers 3 and 4 of a 19/54 ACSR Géant after being submitted to an axial tension of 20% RTS and (b) their interpretation with orthogonal friction coefficient concept

4.6 - FRICTION COEFFICIENT INFLUENCE EVALUATION

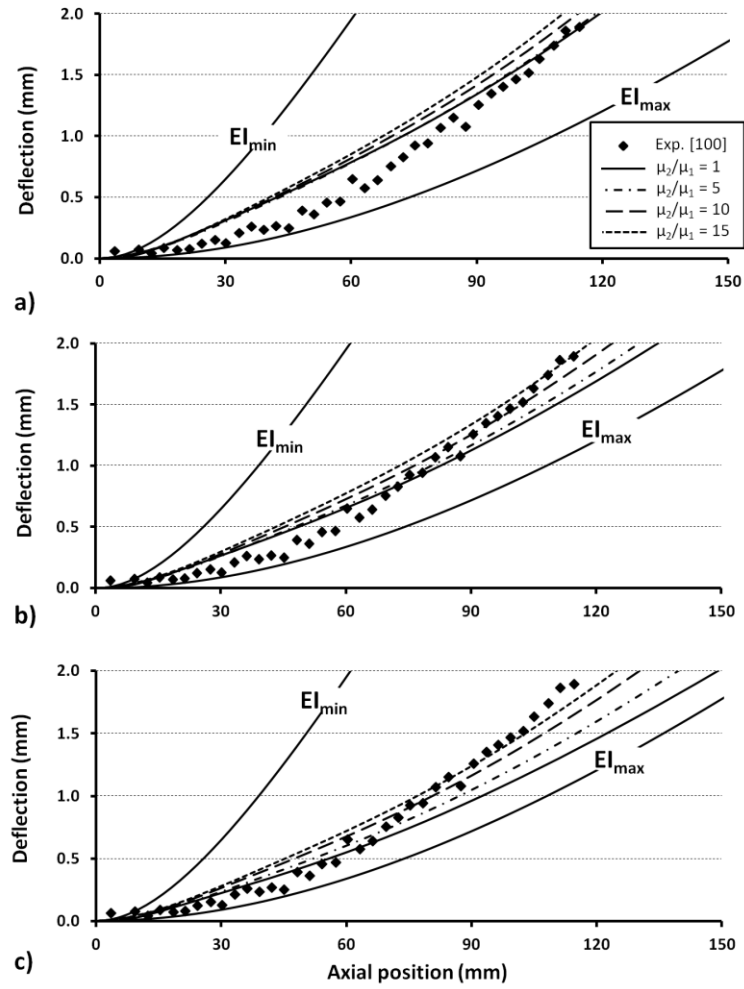


Figure 4.19 - ACSR Cardinal ($T = 40$ kN and $V_{\max} = 4.3$ kN) deflection curves considering orthogonal friction coefficients with a) $\mu_a = 0.5$, b) $\mu_a = 0.7$ and c) $\mu_a = 0.9$

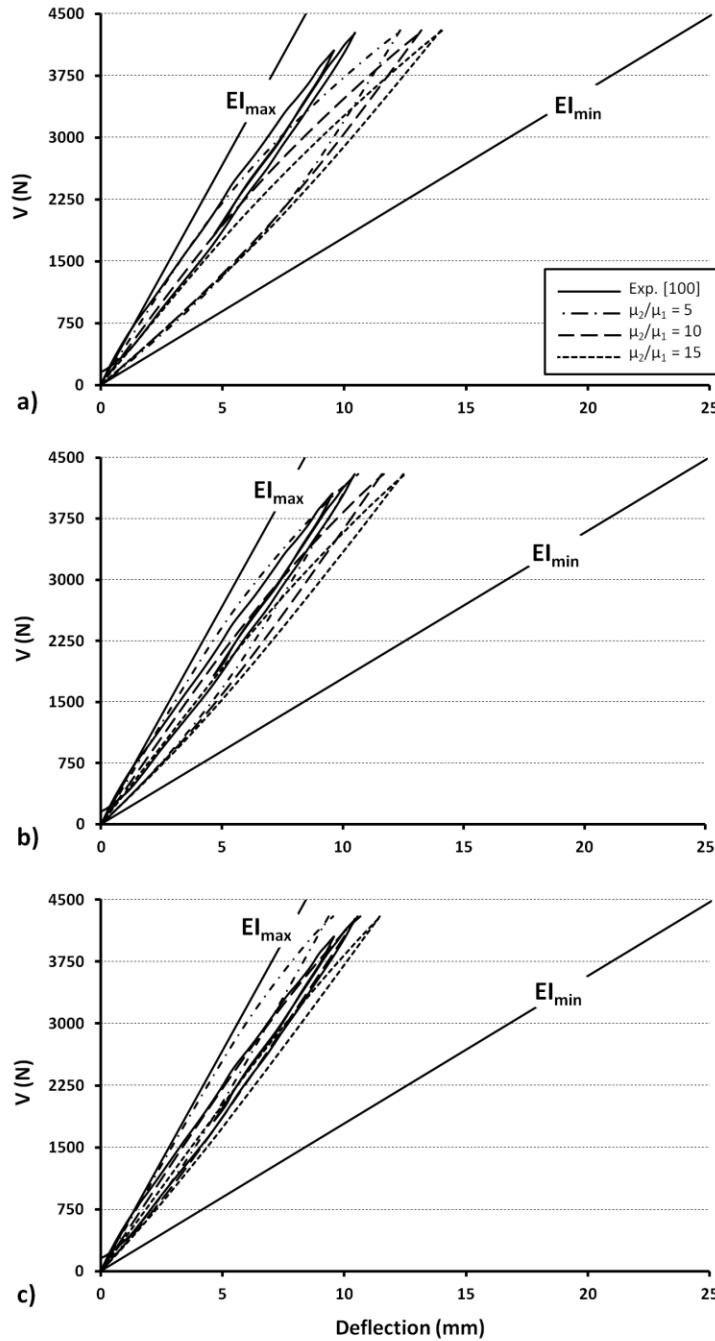


Figure 4.19 - ACSR Cardinal ($T = 40 \text{ kN}$ and $V_{\max} = 4.3 \text{ kN}$) load-deflection curves at the cable center ($z = 0 \text{ mm}$), considering orthogonal friction coefficients with a) $\mu_a = 0.5$, b) $\mu_a = 0.7$ and c) $\mu_a = 0.9$ (suite)

The results shown in Figure 4.19 indicate that the orthogonal concept influences the deflection behavior. Figure 4.19b ($\mu_a = 0.7$) presents the best predictions. On the other hand, the hysteresis curves also given in Figure 4.19 support the hypothesis of a preferred inter-wire slip

4.6 - FRICTION COEFFICIENT INFLUENCE EVALUATION

direction. Indeed, the introduction of an orthogonal friction model considerably reduces the load/deflection hysteresis area, and the numerical results better compare with the reported experimental values.

The graphs in Figure 4.19 show that the effects of the orthogonal model improve with μ_a augmentations: while Figure 4.19a) still displays hysteresis areas larger and rigidities lower than measurements, Figure 4.19(b) and (c) show responses closer to the experimental data.

The results of Figure 4.19 may be summarized as follows:

- 1 - Increasing μ_a (or μ_1) increases the Bending Stiffness (EI), and decreases the Hysteresis Area (HA);
- 2 - Increasing μ_2/μ_1 decreases both EI and HA.

On the one hand, when only considering HA, Figure 4.19 shows that the best predictions should be obtained with a ratio $\mu_2/\mu_1 > 15$ when $\mu_a = 0.5$, with a μ_2/μ_1 ratio between 10 and 15 or around 12.5 when $\mu_a = 0.7$, and when $\mu_a = 0.9$ the optimal solution is at $\mu_2/\mu_1 = 10$. On the other hand, when considering EI and HA, Figure 4.19 indicates that the best response is obtained with a ratio μ_2/μ_1 of 5 when $\mu_a = 0.5$ or 0.7 , while with $\mu_a = 0.9$, the best ratio remains $\mu_2/\mu_1 = 10$.

Clearly, the above observations describe opposing trends. Nevertheless, as expected, the evaluations suggest that μ_1 and μ_2 virtually describe dependent contributions. And since the best solution should account for both EI and HA, considering the limited number of numerical evaluations and the absence of experimental measurements in the literature, the best evaluation remains μ_2/μ_1 around 5.5 and 10 for $\mu_a = 0.5$, 0.7 and $= 0.9$, respectively.

Considering Figure 4.19(b), which indicates that the best correspondence with the experimental measures is obtained with $\mu_a = 0.7$, and assuming that $\mu_1 = \mu_a$, the previous results suggest that, when considering constant orthogonal coefficients of friction along the modeled strand, the best evaluations should be obtained with $\mu_a = 0.7$ and $\mu_2 = 3.5$ ($c_{d2} = 4$)

4.6.4 Orthogonal variable adhesion friction coefficient

The previous sections demonstrated that: 1. the deflection amplitude is affected by the coefficient of friction distribution along the strand, as well as by the orthogonal concept, and 2. the hysteresis response remains practically unaffected by lengthwise variations of the coefficient of friction, but are largely influenced by the orthogonal concept. Since both coefficient of friction descriptions reflect physical aspects of the strand tribological conditions, this section evaluates the amalgamation of the two representations.

Based on the observations of Sections 4.6.1 to 4.6.3, the next simulations evaluate the response quality obtained with the following friction parameter values: $\mu_a = 0.1, 0.9$ and 0.7 in the slip, stick and unaffected zones defined in Figure 4.16, respectively; μ_2 is set to 3.5 at all aluminum-aluminum contacts, while the steel-steel and aluminum-steel contact coefficients of friction remain fixed at $\mu_a = 0.3$ and 0.5 , respectively. Furthermore, to illustrate the influence of μ_2 on the global representation, the following evaluations also test the previous parameters setting when only μ_2 is changed to 2 .

Figure 4.20 compares the obtained results with the experimental measures. The graph also includes the initial solution of Figure 4.9.

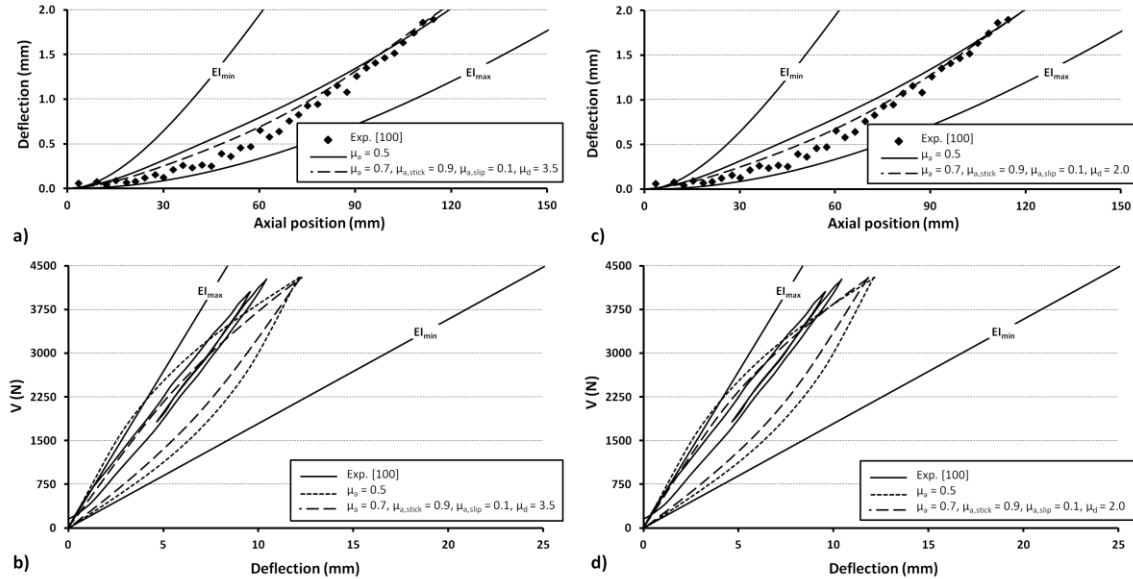


Figure 4.20 -ACSR Cardinal ($T = 40$ kN & $V_{max} = 4.3$ kN), (a and c) deflection $V = V_{max}$ and (b and d) load-deflection curve at the cable center ($z = 0$ mm) V variations between 0 and V_{max} considering multi-level and orthogonal coefficient concepts with μ_2 values 3.5 and 2.0

4.6 - FRICTION COEFFICIENT INFLUENCE EVALUATION

Figure 4.20 demonstrates the improvement in quality of the solution resulting from the combination of the two concepts (orthogonality and lengthwise variations). The deflection curves established for V_{\max} shown in Figure 4.20(a) and (c) now better correspond to the experimental measures

On the other hand, although the results presented in Figure 4.17 indicate that μ_a lengthwise variations should have no significant influence on HA, the evaluations shown in Figure 4.20(b) and (d) reveal that, when associated with the orthogonality concept, additional internal interactions take place, reduce the overall conductor EI, and increase HA. Therefore, for an optimal fit to the experimental data, adjustment iterations would be required. However, since the objective here is not to establish a perfect match, but rather, to illustrate the influence of the proposed concept on the model response, the last fine tuning operations are not included. On the other hand, the conclusions drawn in Section 4.6.3 from Figure 4.19 remain valid; compared to $\mu_2 = 3.5$, $\mu_2 = 2.0$ increases EI and HA.

The last test illustrates the influence of the axial coefficient of friction value at the aluminum-steel contacts. The results shown in Figure 4.21 reproduce the simulations presented in Figure 4.20(a) and (c) when the aluminum-steel contact coefficient of friction is changed from $\mu_l = 0.5$ to 0.7. Figure 4.21 also includes the Figure 4.20 evaluations. While Figure 4.21a displays practically unchanged values, Figure 4.21b indicates that increasing μ_l at all aluminum wire contact points further reduces HA, and slightly increases EI. Even though all coefficient of friction values examined in this investigation remain in agreement with published experimental measurements, this last setting demonstrates the best correspondence with the global strand response.

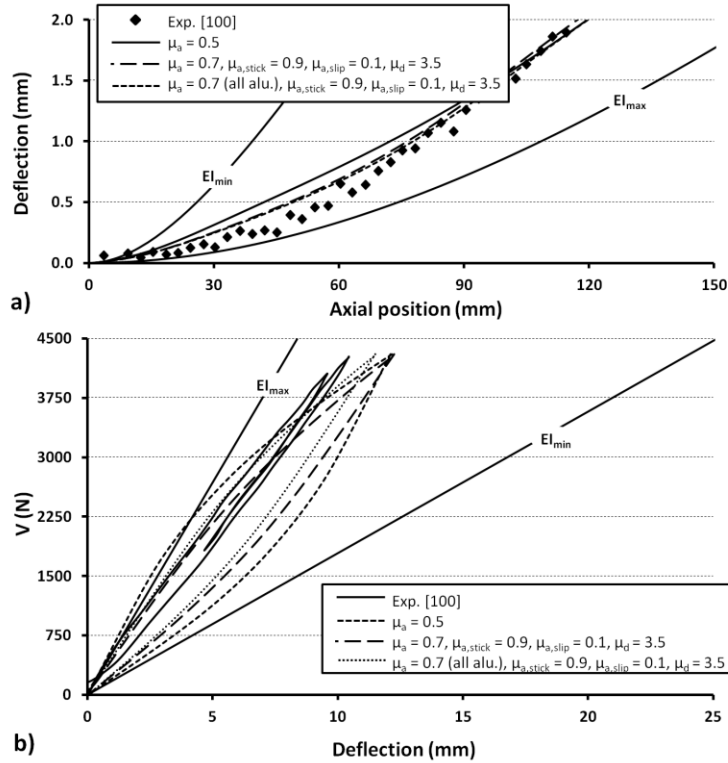


Figure 4.21 - ACSR Cardinal ($T = 40$ kN and $V_{max} = 4.3$ kN), (a) deflection $V = V_{max}$ and (b) load-deflection curve at the cable center ($z = 0$ mm) V variation between 0 and V_{max} considering multi-level and orthogonal coefficient concepts with μ_2 values 3.5 and $\mu_a = 0.7$ everywhere

4.7 Conclusion

This paper proposed a FE modeling strategy for multilayered strands subjected to multiaxial loads. Although taking advantage of second-order beam elements, the approach also incorporates all 3D inter-wire contact types. Therefore, while avoiding the simplification inherent to published analytical formulations, and drastically reducing the mesh size compared to other numerical modeling procedures, the proposed strategy can handle any strand geometry-load configurations, and deals with large deformations.

Comparisons to experimental and full 3D FE results demonstrate the precision of the proposed procedure at both global strand displacement and interlayer contact force transmission levels. A comparison to the experimental work published by Papailiou for combined axial/bending loads illustrated the capacity of the approach to reproduce the load/deflection hysteresis under cyclic bending loads.

4.7 - CONCLUSION

The analysis showed that the friction forces control the load/deflection hysteresis as well as the global conductor bending stiffness. In order to account for the influence of the wire internal forces on contact force distributions, contact areas, and ultimately, on the adhesive coefficient of frictions μ_a , a multi-level friction coefficient better representing the stick and slip zone distributions was introduced. The lengthwise coefficient variations demonstrated visible effects on the strand deflection, but no significant influence on the hysteresis response. The experimental hysteresis measures published by Papailiou were then indirectly assumed to be potentially affected by indentation marks at the aluminum contact points. These marks were assumed to alter the friction forces.

To account for possible indentation marks at the aluminum contact points, the friction orthogonality concept was incorporated into the model. This approach was shown to have a considerable influence on the hysteresis response; an increase of the coefficient of friction in the axial direction of the strand augments the bending stiffness and decreases the hysteresis area, whereas an increase of contribution of the coefficient of friction in orthogonal directions decreases both the bending stiffness and the hysteresis area. The analysis described the axial direction as mainly controlled by adhesive forces ($\mu_1 = \mu_a$), while the orthogonal directions are associated with adhesion combined with dominant deformation (μ_d) contributions or $\mu_2 = \mu_a + \mu_d$.

A combination of the lengthwise variations of the coefficient of friction and the friction orthogonality concept provided a significant improvement of the predictions. For example, although the analysis only aimed to establish the procedure, and did not intend to match the reference data with a perfect correspondence, the best agreement with experimental measurements published for an ACSR Cardinal strand were obtained with $\mu_1 = \mu_a = 0.7$ and $\mu_2 = 3.5$.

The proposed modeling strategy offers insights into internal element variations of multilayered strands, and since it allows precise 3D simulations of strand segments of several pitch lengths using modest computational resources, it certainly represents a powerful design tool.

CHAPITRE 5

ANALYSE NUMÉRIQUE DES VIBRATIONS ÉOLIENNES

5.1 Avant-Propos

Auteurs et affiliations

- Sébastien Lalonde : étudiant au doctorat, Université de Sherbrooke, Faculté de génie, Département de génie civil.
- Raynald Guilbault : professeur agrégé, École de technologie supérieure, Département de génie mécanique
- Sébastien Langlois : professeur adjoint, Université de Sherbrooke, Faculté de génie, Département de génie civil.

Titre anglais

Modeling multilayered wire strands, a strategy based on 3D finite element beam-to-beam contacts - Part II: Application to wind-induced vibration and fatigue analysis of overhead conductors.

Titre français

Modélisation des torons multicouches, une stratégie 3D par éléments finis fondée sur les contacts inter-poutres - Partie II : Application à l'analyse de la fatigue des conducteurs électriques induite par les vibrations éoliennes.

État de l'acceptation

Accepté pour publication le 22 décembre 2016
(<http://dx.doi.org/10.1016/j.ijmecsci.2016.12.015>)

Revue

International journal of mechanical sciences, Elsevier (ISSN: 0020-7403)

Résumé

Les vibrations éoliennes mènent à la fatigue des lignes de transport électriques. Les procédures d'évaluation considérant les indicateurs d'amplitude de déflexion (Y_b) et de vibration en portée ($f_{y_{max}}$) ne peuvent relier les limites d'endurance aux efforts induits aux brins. L'investigation utilise la stratégie par éléments finis développée dans la partie I pour étudier les conducteurs ACSR soumis aux charges de vent. L'analyse met en relief l'incompatibilité des paramètres Y_b et $f_{y_{max}}$. Une analyse factorielle mène à un modèle les reliant avec une précision de 92%. Des comparaisons avec des données expérimentales sur conducteurs ACSR indiquent que les prédictions en fatigue à partir de la relation Coffin-Manson associé au modèle d'éléments finis fournissent des évaluations réalistes des durées de vie utiles.

Abstract

Wind-induced loads cause electrical transmission line fatigue. Evaluation procedures consider descriptors such as deflection amplitude (Y_b) and far-field vibration ($f_{y_{max}}$), which cannot relate endurance limits and wire loads. The investigation uses the finite element (FE) strategy developed in part I to study Aluminum Conductor Steel Reinforced (ACSR) submitted to wind-induced loads. The analysis underlines the Y_b and $f_{y_{max}}$ discrepancies. A factorial design leads to a model relating them with a precision of 92%. Comparisons with experimental ACSR data indicate that fatigue predictions from the Coffin-Manson relation associated with the FE model provide realistic evaluations of service lives.

5.2 Introduction

Cyclic bending loads resulting from wind-induced vibrations near restraining fixtures may compromise the integrity of cable-supported structures [90], [104]. They also particularly affect overhead electrical transmission lines [4]. In fact, Aeolian vibrations are among the main causes of conductor fatigue damage in transmission lines [21]. Hence, a careful evaluation of their impacts on local stress distributions represents an essential exercise. However, predicting the load severity is a complex endeavor as stranded assemblies involve multiple wire contact interactions [43].

5.2 - INTRODUCTION

The present study exploits the finite element modeling strategy developed and validated in Part I of this two-paper series [105] to analyze the response of wire strands submitted to cyclic bending loads. Although the study focuses on ACSR (Aluminum Conductor Steel Reinforced) conductors, the proposed methodology applies to most wire strand bending problems.

In overhead conductor assemblies, severe cyclic bending loads occur near suspension clamps, vibration dampers and spacer-damper arms. At these locations, bending loads generate fretting fatigue at contact interfaces [5], and consequently, have detrimental effects on conductor service life. To estimate the dynamic load severity associated with specific vibration levels, industry standards consider fatigue indicators such as the alternating bending stress (σ_a) evaluated at the topmost outer layer wire [21], [106]. The evaluated dynamic stress must be lower than the endurance limit of the conductor measured during experimental vibration fatigue tests [21].

Because the geometry of the conductor is complex, σ_a is very hard to encapsulate in an analytical formulation. Thus, σ_a is still commonly estimated through a simplified model proposed by Poffenberger and Swart [107] [108]. This approach reduces the conductor/clamp configuration to a simple cantilever beam undergoing cyclic reversed deflection at its free end while being submitted to a tension load. This model neglects all internal friction effects, and considers that each wire bends independently. The Poffenberger-Swart model therefore produces a minimal theoretical flexural stiffness (EI_{\min}) or a lower bound of σ_a . This approach leads to significant underestimations of real dynamic stresses. This is especially true when vibration amplitudes are small, since under small movements, the strand wires tend to act as a solid beam.

While the literature proposes several analytical and semi-analytical models [43], [57], none of them has gained general approbation from the field industry to date. This is due in part to the fact that each of the models is based on different simplifying assumptions, which do not match all situations. For example, Giglio and Manes [109] made use of the analytical thin-rod formulation proposed by Costello [110] and ignored inter-wire friction to predict the fatigue life of wire ropes subjected to axial loads. In their study, Argatov et al. [111] addressed the bending over sheave fatigue wear of wire ropes using a model based on Archard law in which the influence of strand kinematic on wire local stresses was simply omitted.

Modern computer capacities now allow the development of more efficient numerical tools for multilayered wire strand analysis. Through a 3D discretization of each wire with beam elements, the modeling strategy put forward in Part I [105] avoids most of the above common simplifying assumptions, and all types of inter-wire contact interactions are integrated via a line-to-line contact algorithm.

After a brief summary of the prevailing analytical formulations in Section 2, Section 3 of this second part of the paper series compares predicted dynamic deflection values with published experimental results, and demonstrates the precision of the modeling strategy in Part I. Next, Section 4 develops and validates a tool based on a factorial design establishing the connection between the standard stress parameters used in practice to assess the load severity. Section 5 describes the influence of the internal friction forces on alternating stress (σ_a). Finally, Section 6 integrates the σ_a FE model predictions into a fatigue damage analysis to obtain a direct assessment of the bending load severity.

5.3 Theoretical approach

To facilitate comparison, the following briefly presents the analytical estimation approach of σ_a .

The σ_a formulation proposed by Poffenberger and Swart [107] considers a straight conductor with fixed ends, submitted to standing wave vibrations (Figure 5.1). It also assumes that close to its fixed ends, the conductor deflection departs from the assumed sine shape; the deflection curve asymptotically progresses from a horizontal line (at the clamped end) to a sine-shape loop section (Figure 5.1).

5.3 - THEORETICAL APPROACH

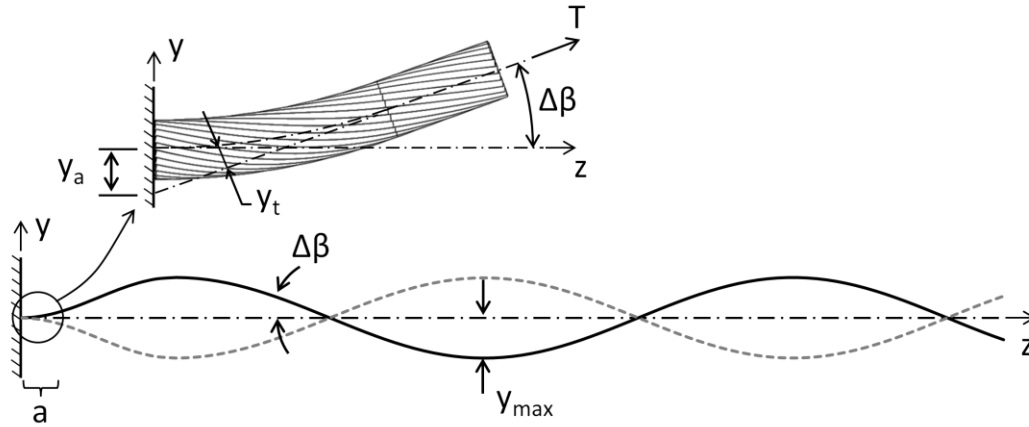


Figure 5.1 - Schematization of conductor standing wave vibrations (reproduced from EPRI (2006))

Eq. (5.1) defines the strand curvature, while neglecting inertial forces. In this equation, the bending moment (M) results from the multiplication of the axial tension (T) and the departure of the conductor deflection from the sine-shape loop (y_i).

$$\frac{d^2 y_t}{dz^2} = \frac{M}{EI} = \frac{T}{EI} y_t \quad (5.1)$$

For large z values, y_t tends to zero. The solution to eq.(5.1) thus becomes $y_t = Ae^{-\sqrt{(T/EI)z}}$, where A is a constant expressed as $A = y(z)/(e^{-\sqrt{T/EI}z} - 1 + \sqrt{T/EI}z)$ [112]. On the other hand, at $z = 0$ the conductor slope (dy_t/dz) is $\Delta\beta$ (Figure 5.1). Therefore, assuming small deflection angles, the deflection becomes $y(z) = -y_a + \Delta\beta z + y_t$ [112]. Combining these relations into eq. (5.1) leads after some simplifications to the expression given by eq. (5.2) [107].

$$\left(\frac{d^2 y_t}{dz^2}\right)_{z=0} = (T/EI)A \quad (5.2)$$

where y is the conductor deflection amplitude measured at a distance $z \leq a$ (Figure 5.1). The PS approach considers independent wires i , and therefore produces a lower bound of the strand bending stiffness (EI) (eq. (5.3)).

$$EI = \sum_{i=1}^{i=n_{wire}} E_i I_{0i} \quad (5.3)$$

E_i is the Young modulus of the wire i material, and $I_{0i} = \pi d_i^4 / 64$ for round wires of diameter d_i . With the conductor curvature defined by eq. (5.2), it is then possible to determine the bending stress level (σ_a) at the strand fixed end ($z = 0$).

5.3.1 Y_b method

To standardize industry practice, an IEEE committee in 1966 proposed the establishment of a conductor vibration intensity from peak-to-peak deflection ($2y$), measured at 89 mm (3.5 in) from the clamp exit (Figure 5.2). This deflection measure is identified as the Y_b parameter.

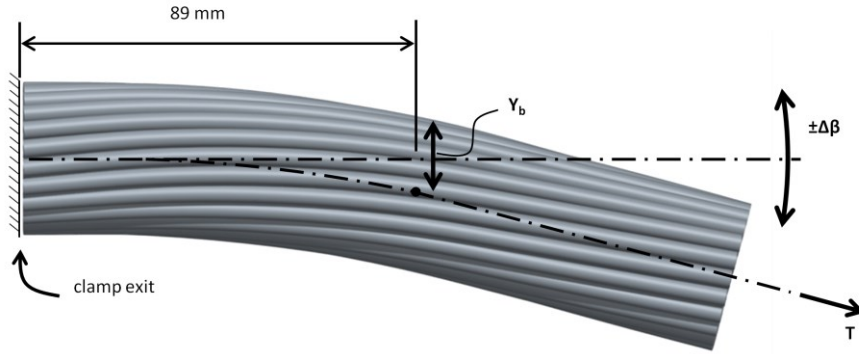


Figure 5.2 - Standardized conductor dynamic bending amplitude measurement

Integrating Y_b into eq.(5.2) leads to eq. (5.4) also known as the *Poffenberger-Swart Formula* (PS) [107], where d is the wire diameter on the outer layer and $z = 89$ mm. Eq. (5.4) establishes the alternating bending stress σ_a . The variable E_a represents the Young modulus of the external layer wire material.

$$\sigma_a = \frac{dE_a \left(\frac{T}{4EI} \right)}{e^{-\sqrt{T/EI}z} - 1 + \sqrt{T/EI}z} Y_b \quad (5.4)$$

5.3 - THEORETICAL APPROACH

5.3.2 fy_{max} method

The bending stress σ_a may also be evaluated based on the vibration frequency f and the far-field amplitude y_{max} (Figure 5.1), leading to the fy_{max} parameter.

At the position where the conductor deflection adopts the sine-shape loop (Figure 5.1), the slope dy_t/dx corresponds to $\Delta\beta$, and may be expressed as a fy_{max} function (eq. (5.5)) [21],

$$\Delta\beta = \frac{2\pi f y_{max}}{\sqrt{T/m}} \quad (5.5)$$

where m is the conductor mass per unit length. eq. (5.1) may be redefined in terms of fy_{max} , eq. (5.6) [21].

$$\left(\frac{d^2 y_t}{dz^2} \right)_{z=0} = 2\pi \sqrt{\frac{m}{EI}} f y_{max} \quad (5.6)$$

σ_a is then given by eq. (5.7).

$$\sigma_a = \pi d E_a \sqrt{\frac{m}{EI}} f y_{max} \quad (5.7)$$

5.3.3 Theoretical endurance limits

Based on surveys of numerous experimental conductor fatigue tests, EPRI [21] established endurance limits (at 500M cycles) for several ACSR in terms of parameters Y_b and fy_{max} .

For fy_{max} controlled fatigue tests, EPRI suggested endurance limits of 149 mm/s and 118 mm/s for single-layer and multilayer ACSR, respectively. Integrated in eq. (5.7), these limits result in a stress endurance limit σ_a of 22 MPa for both ACSR types. For fatigue tests performed with imposed Y_b values, the EPRI survey defined endurance limits of 0.5 to 1.0 mm for single-layer, and of 0.2 to 0.3 mm for multilayer, ACSR, respectively. Integrated in eq. (5.4), these

evaluations lead to stress endurance limits σ_a of 22.5 MPa and 8.5 MPa for single-layer and multilayer, ACSR, respectively.

A comparison of the obtained σ_a estimates shows that the values are coherent for the single-layer ACSR, whereas for multilayer ACSR, an evident discrepancy appears between the Y_b and $f_{y_{max}}$ predictions. This may be attributed to the *PS* model underlying assumptions which cannot account for wire strand kinematics.

In reality, the σ_a amplitudes derived from this idealized model should only be viewed as an indicator that is well correlated with experimental measurements of conductor fatigue life [113]. Expressing the conductor fatigue performance in terms of parameters Y_b and $f_{y_{max}}$ is nevertheless common practice [21].

It is also worth mentioning that these evaluation approaches decouple the endurance limits from the stress causing fretting damages, and therefore, prevent a clear definition of the relationship between wind-induced vibrations and conductor fretting fatigue damages [112].

A refined conductor modeling approach should therefore be useful for obtaining σ_a estimations which better reflect the physics of the wire strand.

5.4 Finite element modeling approach

In the following subsection, FE modeling strategy developed in Part I is applied to the ACSR alternating bending stress problem.

5.4.1 Model construction

The model considers the conductor as rigidly clamped at one end. The other end undergoes fully reversed angular fluctuations of $\Delta\beta$ amplitude under a constant axial tension T (Figure 5.3a).

5.4 - FINITE ELEMENT MODELING APPROACH

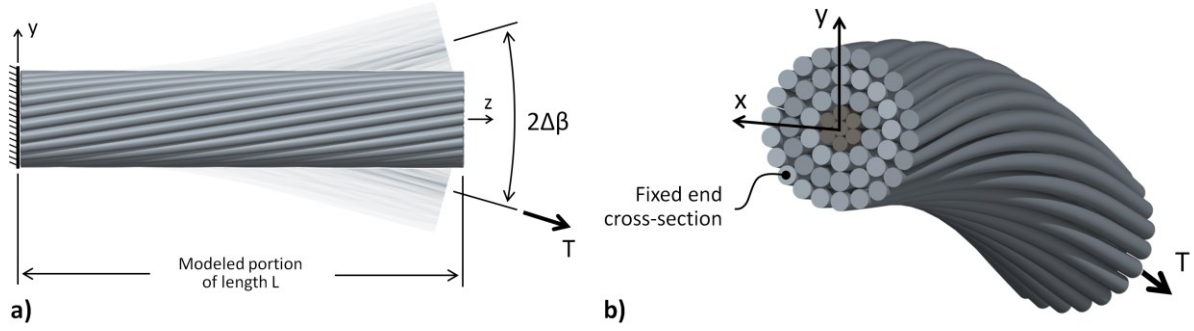


Figure 5.3 - FE model configuration (a) and Wire geometric configuration at fixed end (b)

The model includes a strand section of length L . To facilitate the numerical-analytical σ_a comparison, the FE models are constructed such that at the fixed end, one of the wire cross-section centers of each strand layer is positioned on the y -axis (Figure 5.3b).

5.4.2 Boundary conditions and load configuration

The nodes at both end sections are fully coupled with the associated node located at the center core wire. All DOF are constrained at the fixed end, whereas at the free end, only the x displacements and rotations about the z - and y -axes are blocked. The axial load (T) is first applied in the horizontal direction. The Aeolian vibrations are then introduced through reorientations of T at $\pm\Delta\beta$. Angular variations of $\Delta\beta$ are defined in terms of $f_{y_{\max}}$ using eq. (5.5). They are gradually induced by increments of 0.1° . Finally, two deflection cycles are simulated in order to achieve a stabilized hysteresis loop (as defined in Part I).

5.4.3 Modeled ACSR

The following analysis considers four ACSR strands. The general and stranding properties of the studied conductor are given in Table 5.1 and Table 5.2, respectively [114]. In all simulations, the strand length L is fixed at 1000 mm.

Tableau 5.1 - ACSR general properties

Properties	ACSR 1/0	Drake	Crow	Bersfort
RTS (kN)	19,5	140,1	117,2	180,1
m (kg/m)	0,216	1,628	1,369	2,370
E _{alum} (GPa)	69	69	69	69
E _{steel} (GPa)	207	207	207	207
EI _{min} (Nm ²)	3,9	43,4	18,1	61,6
EI _{max} (Nm ²)	24,5	1495	1146	3827

Tableau 5.2 - ACSR stranding properties

Layer	n _i	d _i (mm)	E (GPa)	ν	α_i (°)
ACSR 1/0					
Core	1	3,37	207	0,3	-
1	6	3,37	69	0,33	6
ACSR Drake					
Core	1	3,45	207	0,3	-
1	6	3,45	207	0,3	5,8
2	10	4,44	69	0,33	10,7
3	16	4,44	69	0,33	12,9
ACSR Crow					
Core	1	2,92	207	0,3	-
1	6	2,92	207	0,3	6,34
2	12	2,92	69	0,33	10,61
3	18	2,92	69	0,33	11,19
4	24	2,92	69	0,33	12,49
ACSR Bersfort					
Core	1	3,32	207	0,3	-
1	6	3,32	207	0,3	6,2
2	10	4,27	69	0,33	9,7
3	16	4,27	69	0,33	10,7
4	22	4,27	69	0,33	11,7

5.4.4 Interwire contact modeling

The investigation presented in Part I revealed that while a constant coefficient of friction distribution (μ_a) offers reliable numerical results, a refined friction model considering the friction coefficient variability and orthotropicity improves the numerical prediction fidelity to experimental measurements. However, in order to minimize the influence of particular modeling adjustments on the results, and also because determining the exact coefficient of friction distributions for ACSR strands submitted to wind-induced loads would be beyond the

5.4 - FINITE ELEMENT MODELING APPROACH

scope of the present study, the following analysis only considers constant and isotropic friction coefficients.

Therefore, μ_a is set to 0.5 for aluminum-aluminum and aluminum-steel contacts, while a value of 0.3 is applied to steel-steel contacts.

5.4.5 Numerical analysis of ACSR strand submitted to bending loads

This section presents and analyzes the simulation results obtained for the ACSR listed in Table 5.1. The study focuses on the conductor deflection and dynamic stress variations predicted close to the clamped region (fixed end).

5.4.6 Validation of the modeling approach

The following compares the simulation results to the experimental measurements published by Lévesque et al. [88]. In that reference paper, the authors tested three different ACSR types: Drake, Crow and Bersfort. The test bench is described in [72]). The conductors were excited at various controlled modes and y_{max} amplitudes under axial tension (T) levels corresponding to: 15%, 25% and 35% of the conductor RTS (Rated Tensile Strength). The conductor peak-to-peak deflection amplitudes were measured at multiple locations: at 89 mm from the clamp edge (Y_b position), as well as at 45 mm (Y_{b45}), 178 mm (Y_{b178}), and 267 mm (Y_{b267}).

The experimental configurations were reproduced in the model. Figure 5.3a shows the rigid fixed-end conditions integrated in the model to reproduce the square-faced clamp of the experimental system. In addition, in order to obtain precise global trends, the simulations were not limited to the tested y_{max} , but rather, twenty $\Delta\beta$ values, ranging from 0 to about 2.0°-2.5°, were evaluated for each tension level. Figure 5.4 compares the numerical solutions to the Lévesque et al.'s [88] measurements. The comparison graphs include the peak-to-peak deflection amplitudes evaluated at 45 mm (Y_{b45}), 89 mm (Y_{b89}), and 178 mm (Y_{b178}).

According to the experimental data shown in Figure 5.4, the vibration mode-shape seems to have little influence on the conductor deflection close to the clamp. This observation is in line with the theory presented in Section 2.

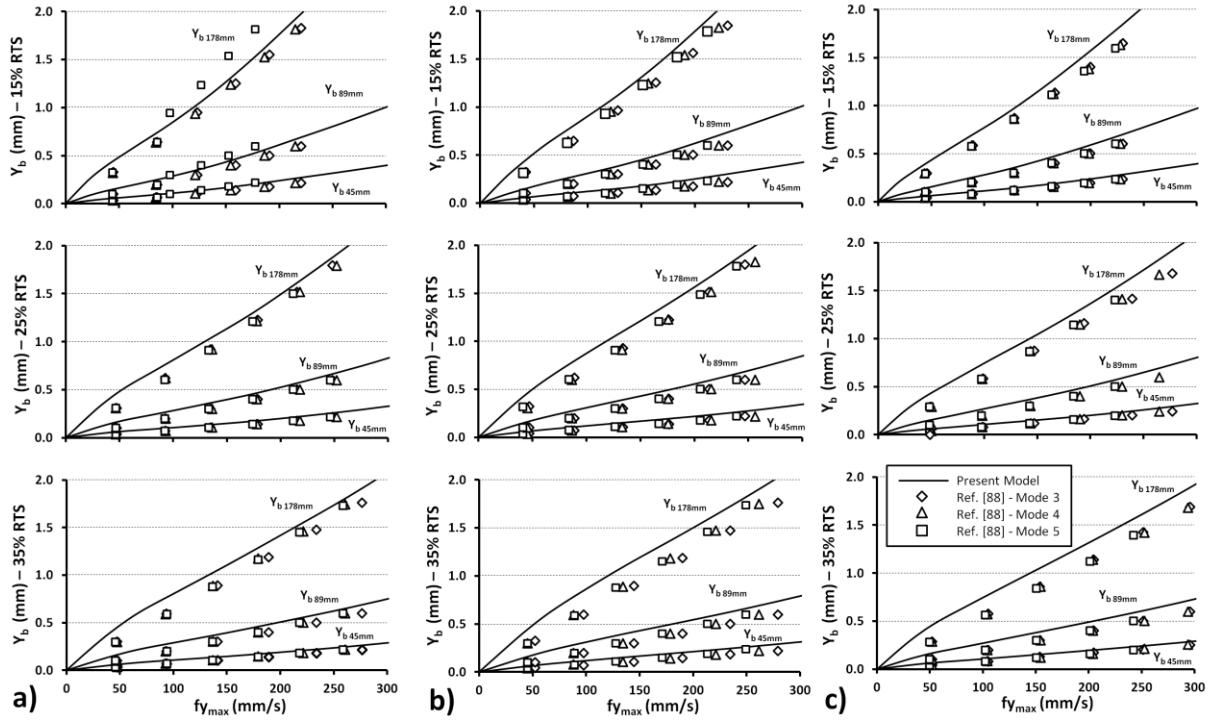


Figure 5.4 - $f_{y_{max}}$ vs. Y_b for ACSR Drake (a), Crow (b) and Bersfort (c) at $T = 15\%$ RTS, 25% RTS and 35% RTS

The very high correspondence levels displayed in these figures confirm the validity of the proposed modeling approach. Globally, the FE model tends to slightly overestimate the conductor deflection. These differences may result from the assumed friction coefficients. Moreover, despite the apparent linear relationship between $f_{y_{max}}$ and Y_b demonstrated by the experimental measurements, the higher resolution obtained with the numerical simulations rather reveal a nonlinear relation between these parameters.

5.5 Relation between $f_{y_{max}}$ and Y_b criterion

As previously mentioned, conductor fatigue performances are commonly defined in terms of $f_{y_{max}}$ or Y_b , since both represent measurable parameters. Therefore, depending on laboratory preferences or available equipment, fatigue curves may sometimes be defined with $f_{y_{max}}$ for a certain conductor model, and with Y_b for another. This often becomes unmanageable. For example, for a given strand, it might be required to access the bending load severity for known $f_{y_{max}}$ values, while the endurance limit is only defined for Y_b . Under such circumstances, EPRI

5.5 - RELATION BETWEEN FYMAX AND YB CRITERION

[21] suggests experimentally determining the $f_{y_{max}}$ value that corresponds to the Y_b endurance limit. This test should also be performed at the Y_b endurance limit amplitude, since, as noted in Section 3, the ratio $Y_b/f_{y_{max}}$ does not maintain a stable linear evolution.

The proposed modeling procedure offers an attractive alternative to experimental Y_b - $f_{y_{max}}$ evaluations. However, the FEA model preparation and computational cost may quickly become prohibitive. It is therefore proposed to establish a Y_b predictive tool based on a factorial design approach and built on data generated with the present FE model.

The Y_b prediction model incorporates the influence of the key factors T , $f_{y_{max}}$ and μ_a . The role of the adhesive coefficient of friction μ_a was indeed shown to be significant in Part I. Assuming quadratic variation effects of these parameters, the model is built from a three-level (3^3) factorial design. The selected factor T levels correspond to the usual fatigue data ranges [21]. On the other hand, the μ_a levels refer to values examined in Part I. For optimal Aeolian vibration coverage, the $f_{y_{max}}$ range goes from 10 to 600 mm/s. Finally, to account for the Y_b curvature changes shown in Figure 5.4, the $f_{y_{max}}$ interpolation space is further subdivided into two sub-domains (Ω_1 , Ω_2). This subdivision improves the precision of the prediction model. Table 5.3 presents the factors and the corresponding levels for each Ω_i .

Tableau 5.3 - Factors and levels for the interpolation domains (Ω)

Ω	Levels	Factors		
		T (% RTS)	$f_{y_{max}}$ (mm/s)	μ
Ω_1	1	15%	10	0,5
	2	25%	67,5	0,7
	3	35%	125	0,9
Ω_2	1	15%	125	0,5
	2	25%	362,5	0,7
	3	35%	600	0,9

All factor combinations presented in Table 5.3 were simulated with the FE model described in Section 3. Considering each Y_b numerical solution as exact, the formulation of the prediction equation can be established based on Lagrange polynomial shape functions, leading to eq. (5.8). Table 5.4 gives the eq. (5.8) coefficients c_i for Ω_1 and Ω_2 including three ACSR: Drake, Crow and Bersfort. Simulations conducted for the single-layer ACSR 1/0, demonstrated that

the friction coefficient magnitude has no effect on the conductor deflection (Y_b). Figure 5.5a presents the model prediction for $\mu_a = 0.5$ and $\mu_a = 0.9$. This plot shows that the estimates are perfectly matching. In contrast, Figure 5.5b shows the presence of interactions between T and $f_{y_{max}}$.

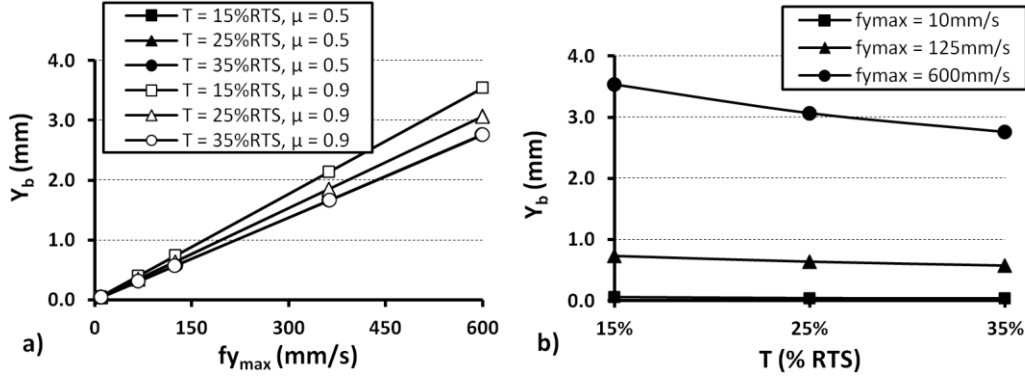


Figure 5.5 - Single-layer ACSR 1/0 Y_b variation with (a) $f_{y_{max}}$ and (b) T

Based on these observations, a two-factor factorial design (3^2) considering a single $f_{y_{max}}$ interpolation space between 10 and 600 mm/s appears to be better adapted. Table 5.5 presents the factors and the associated levels. The Y_b prediction equation reduces to eq. (5.9). Finally, Table 5.6 gives the c_i coefficients.

$$\begin{aligned}
 Y_b(T, f_{y_{max}}, \mu) &= c_0 + c_1 T + c_2 f_{y_{max}} + c_3 \mu + c_4 T f_{y_{max}} + c_5 T \mu + c_6 f_{y_{max}} \mu \\
 &+ c_7 T f_{y_{max}} \mu + c_8 T^2 + c_9 f_{y_{max}}^2 + c_{10} \mu^2 + c_{11} T^2 f_{y_{max}} + c_{12} T^2 \mu \\
 &+ c_{13} T^2 f_{y_{max}} \mu + c_{14} T^2 f_{y_{max}}^2 + c_{15} T^2 f_{y_{max}}^2 \mu + c_{16} T^2 \mu^2 \\
 &+ c_{17} T^2 f_{y_{max}} \mu^2 + c_{18} T^2 f_{y_{max}}^2 \mu^2 + c_{19} T f_{y_{max}}^2 + c_{20} f_{y_{max}}^2 \mu \\
 &+ c_{21} f_{y_{max}}^2 \mu^2 + c_{22} T f_{y_{max}}^2 \mu + c_{23} T f_{y_{max}} \mu^2 + c_{24} T \mu^2 \\
 &+ c_{25} f_{y_{max}} \mu^2 + c_{26} T f_{y_{max}}^2 \mu^2
 \end{aligned} \tag{5.8}$$

5.5 - RELATION BETWEEN FYMAX AND YB CRITERION

Tableau 5.4 - Eq. (5.8) c_i coefficients

c_i	$\Omega_1 (10 \leq f_{y\max} < 125 \text{ mm/s})$		
	Drake	Crow	Bersfort
c_0	4,147746E-02	-4,565770E-01	-4,362340E-02
c_1	-4,723617E-01	4,332205E+00	3,313860E-01
c_2	5,100441E-03	5,369405E-02	8,102636E-03
c_3	-1,401715E-01	1,397398E+00	1,040552E-01
c_4	-4,835680E-03	-4,787176E-01	-3,876932E-02
c_5	1,585521E+00	-1,317469E+01	-5,227516E-01
c_6	1,105159E-04	-1,510798E-01	-9,417180E-03
c_7	-1,956418E-02	1,442860E+00	5,793084E-02
c_8	1,263917E+00	-8,793719E+00	-4,156919E-01
c_9	-1,417234E-06	-3,970819E-04	-2,789478E-05
c_{10}	1,211421E-01	-9,532355E-01	-1,305763E-02
c_{11}	-8,724118E-03	9,688959E-01	4,780175E-02
c_{12}	-4,209011E+00	2,664189E+01	1,982775E-01
c_{13}	7,066455E-02	-2,920210E+00	-2,335847E-02
c_{14}	7,909762E-05	-7,987134E-03	-3,584705E-04
c_{15}	-3,341622E-04	2,427036E-02	2,784388E-04
c_{16}	3,550401E+00	-1,826174E+01	7,102872E-01
c_{17}	-6,745032E-02	2,000862E+00	-7,388414E-02
c_{18}	3,288162E-04	-1,672272E-02	5,100107E-04
c_{19}	-1,385926E-05	3,844633E-03	2,524134E-04
c_{20}	-2,862127E-06	1,197747E-03	4,547789E-05
c_{21}	5,328412E-06	-8,338755E-04	2,317406E-06
c_{22}	8,630541E-05	-1,170395E-02	-4,095632E-04
c_{23}	2,153838E-02	-9,861089E-01	1,165334E-02
c_{24}	-1,355614E+00	9,007796E+00	-1,220868E-01
c_{25}	-1,187469E-03	1,038677E-01	1,113826E-03
c_{26}	-9,738842E-05	8,071674E-03	-8,651218E-05

Tableau 5.4 - Eq. (5.8) c_i coefficients (suite)

c_i	Ω_1 ($125 \leq f_{y\max} < 600$ mm/s)		
	Drake	Crow	Bersfort
c_0	-1,254874E-01	-2,922646E-01	-3,795748E-01
c_1	1,507831E-01	3,452069E+00	3,678961E+00
c_2	6,203661E-03	1,551895E-03	7,534341E-03
c_3	-3,678143E-01	2,183204E-01	3,012140E-01
c_4	-1,078746E-02	1,775008E-02	-3,854482E-02
c_5	5,223163E+00	-6,759697E+00	-6,254691E+00
c_6	2,184925E-03	1,126607E-02	-6,234226E-03
c_7	-4,654720E-02	-9,797880E-02	6,481300E-02
c_8	9,869259E-01	-1,115650E+01	-9,073408E+00
c_9	4,427541E-07	9,539370E-06	-1,847538E-06
c_{10}	4,109342E-01	-3,740889E-01	-4,913690E-01
c_{11}	-1,467713E-06	-2,523364E-02	8,485980E-02
c_{12}	-1,142012E+01	3,149248E+01	2,159976E+01
c_{13}	1,074735E-01	1,171207E-01	-1,958073E-01
c_{14}	2,704386E-05	1,171207E-04	-1,008411E-04
c_{15}	-1,671228E-04	-3,387239E-04	2,883350E-04
c_{16}	8,099565E+00	-2,795063E+01	-2,028933E+01
c_{17}	-7,830439E-02	-3,411320E-02	1,932788E-01
c_{18}	1,245023E-04	1,771708E-04	-2,833172E-04
c_{19}	-6,126250E-06	-7,078006E-05	3,637259E-05
c_{20}	-4,888257E-06	-2,555857E-05	7,396101E-06
c_{21}	5,605670E-06	1,616382E-05	-8,763715E-06
c_{22}	6,936048E-05	2,122026E-04	-9,777642E-05
c_{23}	4,002149E-02	4,845359E-02	-7,321415E-02
c_{24}	-4,250385E+00	7,742336E+00	7,448899E+00
c_{25}	-3,540463E-03	-7,020385E-03	6,325457E-03
c_{26}	-5,998786E-05	-1,238360E-04	1,078847E-04

Tableau 5.5 - Factors and levels for the single-layer ACSR 1/0 case

Ω	Levels	Factors	
		T (% RTS)	$f_{y\max}$ (mm/s)
Ω_1	1	15%	10
	2	25%	305
	3	35%	600

Tableau 5.6 - Eq. (5.9) c_i coefficients for single layer ($10 \leq f_{y\max} < 600$ mm/s)

ACSR 1/0 c_i			
c_0	3,714370E-02	c_3	-1,029715E-02
c_1	-3,401287E-01	c_4	6,386957E-01
c_2	7,276425E-03	c_5	4,069943E-07
		c_6	7,059738E-03
		c_7	-4,013036E-06
		c_8	9,033446E-06

5.5 - RELATION BETWEEN FYMAX AND YB CRITERION

$$\begin{aligned}
 Y_b(T, fy_{max}) = & c_0 + c_1T + c_2fy_{max} + c_3Tfy_{max} + c_4T^2 \\
 & + c_5fy_{max}^2 + c_6T^2fy_{max} + c_7Tfy_{max}^2 \\
 & + c_8T^2fy_{max}^2
 \end{aligned} \tag{5.9}$$

In order to validate the precision of the Y_b prediction equation (eqs. (5.8) and (5.9)), Table 5.7 and Table 5.8 present a validation plan testing all mid-level factor combinations.

Tableau 5.7 - Validation plan (single layer ACSR) factor values

Mid levels	Factors	
	T (% RTS)	fy_{max} (mm/s)
1	20%	157,5
2	30%	452,5

Tableau 5.8 - Validation plan (multilayer ACSR) factor values

Mid levels	Factors		
	T (% RTS)	fy_{max} (mm/s)	μ
1	20%	38,75	0,6
2	30%	96,25	0,8
3	-	243,75	-
4	-	481,25	-

These combinations were also simulated with the FE model defined in Section 3. Figure 5.6 and Figure 5.7 compare the eqs. (5.8) and (5.9) Y_b prediction values to the FE evaluations. The graphs also include the prediction error bars.

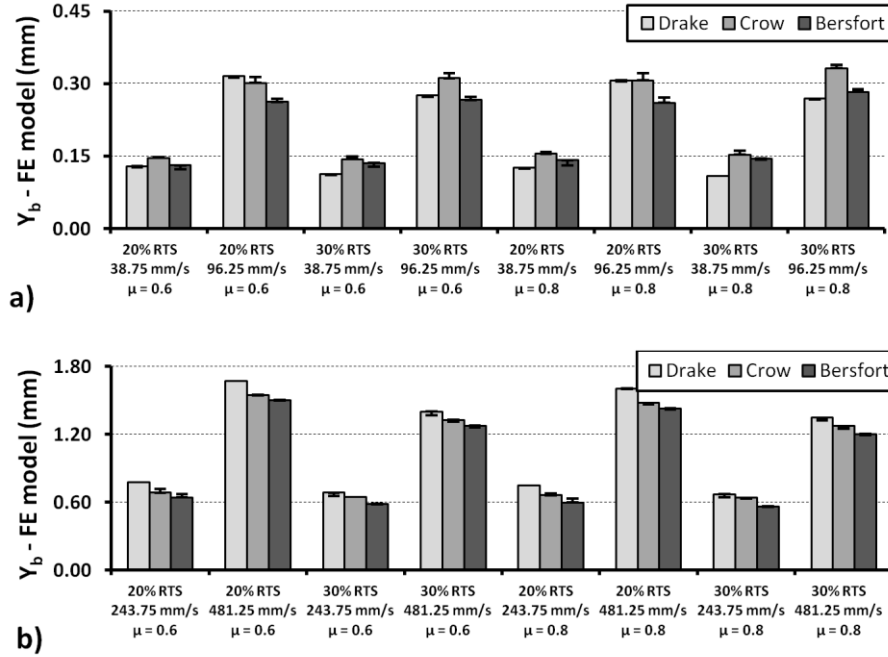


Figure 5.6 - Comparison of Y_b values obtained from eq. (5.8) (a) Ω_1 and (b) Ω_2 to FE evaluations with error bars

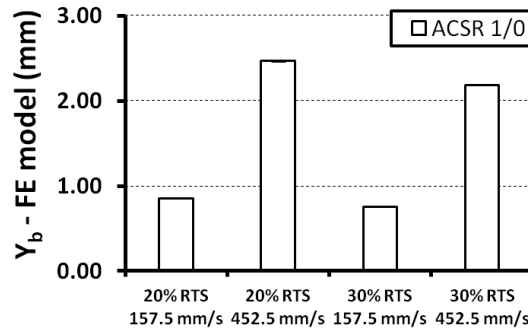


Figure 5.7 - Comparison of Y_b values obtained from eq. (5.9) (single-layer ACSR 1/0) to FE evaluations with error bars

Compared to the FE solutions, the prediction equations (eqs. (5.8) and (5.9)) demonstrate a high level of correspondence. For example, at $T = 20\%$ RTS and $f_{y_{max}} = 452.5$ mm/s, eq. (5.9) (single-layer ACSR 1/0) leads to practically null deviations; the maximum error is 0.008 mm or 0.33%. On the other hand, compared to the Y_b FE solution, the maximum absolute deviation shown by eq. (5.8) (multilayer ACSR) is 0.034 mm (ACSR Bersfort at $T = 20\%$ RTS, $f_{y_{max}} = 243.75$ mm/s and $\mu = 0.8$), while the maximum relative deviation is -7.61% (ACSR Bersfort at $T = 20\%$ RTS, $f_{y_{max}} = 38.75$ mm/s and $\mu = 0.8$).

5.5 - RELATION BETWEEN FYMAX AND YB CRITERION

The available conductor endurance limits derived from Y_b or $f_{y_{max}}$ were predominantly evaluated for short radius or bell mouth commercial metallic suspension clamps (Figure 5.8). On the other hand, the prediction model does not integrate the fixture shape in the simulations. Thus, the precision of the estimation obtained from eqs. (5.8) and (5.9) for practical conditions remains to be evaluated. To that end, Figure 5.9 compares the Y_b prediction resulting from eq. (5.8) to experimental $f_{y_{max}}/Y_b$ measurements extracted from published ACSR fatigue data: Drake [72], [115]–[117], Crow [40], [118] and Bersfort [39], [72]. Additionally, to render the friction coefficient effect on Y_b estimation more visible, Figure 5.9 includes the prediction curves generated when $\mu_a = 0.5, 0.7$ and 0.9 at the aluminum-aluminum and aluminum-steel contacts. The steel-steel contact coefficient of friction remains fixed at 0.3.

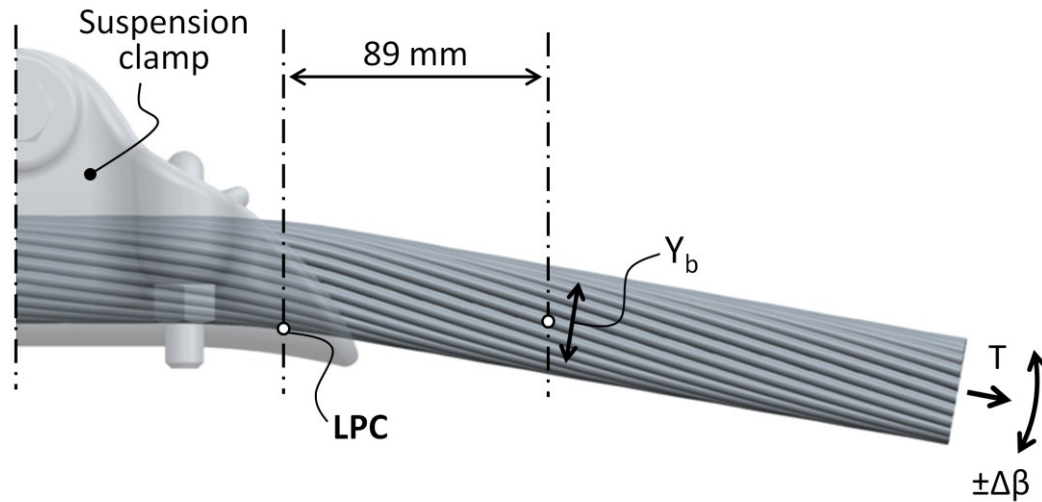


Figure 5.8 - Commercial suspension clamp Y_b measurement

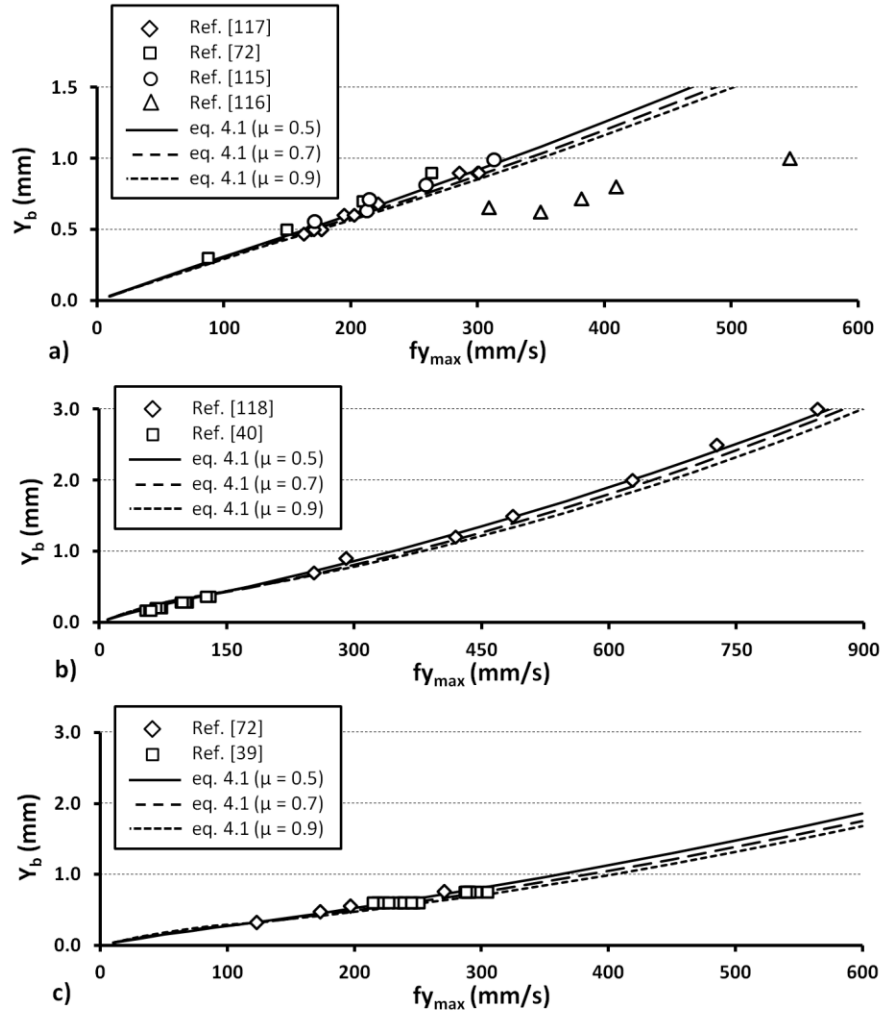


Figure 5.9 - Comparison of eq. (5.8) predictions with fatigue measurement of Y_b for ACSR at the exit of short radius metallic suspension clamps: (a) Drake, (b) Crow and (c) Bersfort tensioned at $T = 25\%$ RTS

The correlations shown in Figure 5.9 are excellent for all three ACSR types³. Even in Figure 5.9b, where the prediction results from extrapolations outside the limits of the factorial design ($f_{y_{max}} > 600$ mm/s), the estimations appear to be very close to the measurements. Figure 5.9 also reveals that the μ_a influence remains lower than the scattering of the experimental measurements. Therefore, it is considered that the μ_a factor may be ignored and eliminated

³ La figure 5.9a montre un écart significatif entre l'équation de prédiction et les résultats de Darpé [116] qui pourtant a employé une configuration d'essai correspondant à ce qui est recommandé par la norme IEC 62568 [6]. Ainsi, l'information disponible ne permet pas d'expliquer cet écart qui s'avère toutefois être singulier en comparaison des hauts niveaux de corrélation obtenus avec les données provenant des autres études.

5.5 - RELATION BETWEEN FYMAX AND YB CRITERION

from the factorial design. This simplification results in a unique prediction formulation given by eq. (5.9) for all ACSR types. Moreover, since the Y_b estimations made when μ_a is equal to 0.5 are slightly closer to the experimental measurements, μ_a is fixed at 0.5 at the aluminum-aluminum and aluminum-steel contacts, while the steel-steel contact coefficient of friction remains unchanged at 0.3. Table 5.9 gives the final eq. (5.9) c_i coefficients for the Drake, Crow and Bersfort ACSR.

Tableau 5.9 - Eq. (5.9) c_i coefficients for Drake, Crow and Bersfort ACSR when $\mu_a = 0.5$

c_i	Drake	Crow	Bersfort
For $10 \leq fy_{max} < 125$ mm/s (Ω_1)			
c_0	1,677219E-03	3,813032E-03	5,862408E-03
c_1	-1,850450E-02	-3,191341E-03	3,144200E-02
c_2	4,858832E-03	4,121085E-03	3,656021E-03
c_3	-9,233174E-03	-3,814655E-03	-6,707037E-03
c_4	4,701172E-02	-3,820740E-02	-1,194490E-01
c_5	-1,516194E-06	-6,677094E-06	-4,490862E-06
c_6	9,745577E-03	9,006427E-03	1,720596E-02
c_7	4,946343E-06	1,057589E-05	2,505030E-05
c_8	-5,779415E-06	-3,263413E-05	-8,943414E-05
For 125 mm/s $\leq fy_{max} \leq 600$ mm/s (Ω_2)			
c_0	-2,066610E-01	-2,766266E-01	-3,529718E-01
c_1	1,699768E+00	2,007805E+00	2,426234E+00
c_2	6,411008E-03	5,429836E-03	6,009825E-03
c_3	-2,405569E-02	-1,912592E-02	-2,456169E-02
c_4	-2,698244E+00	-2,397915E+00	-3,376851E+00
c_5	-5,999570E-07	8,010386E-07	-3,559112E-07
c_6	3,415919E-02	2,479839E-02	3,557543E-02
c_7	1,355703E-05	4,362259E-06	1,462084E-05
c_8	-2,539196E-05	-7,948543E-06	-2,791612E-05

Finally, considering the close agreement shown in Figure 5.9 between the prediction and the experimental measurements conjointly with the original numerical model definition, which does not account for the clamping fixture shape, it may be concluded that the short clamp radius has virtually no influence on the bending response evaluated at 89 mm from the Last Point of Contact (*LPC*). The prediction tool formulated by eq. (5.9) and Table 5.7 and Table 5.9 may thus be considered as offering reliable evaluations of the bending amplitude of conductors supported by commercial suspension clamps. This simple model provides an instant description of Y_b conditions produced by loads defined in terms of T and fy_{max} .

5.6 Dynamic bending stress analysis (σ_a)

The FE model developed in Part I can also provide immediate calculations of the alternating stress amplitude (σ_a), and thus, a direct assessment of the bending load severity via a fatigue damage analysis.

When only considering bulk stresses in configurations similar to that of Figure 5.3 submitted to fatigue bending, the most solicited region of each layer appears to be at the extreme fiber of the wires close to the clamped end, and aligned with the y -axis (Figure 5.10).

The following makes use of the FE model described in Section 3 to determine the σ_a variations when the four conductors of Table 5.1 are submitted to fluctuating Y_b amplitudes under $T = 15\%$, 25% and 35% RTS. The σ_a evaluations describe the σ_{zz} stress differences (Figure 5.10) produced by T between the two-limit angular positions $-\Delta\beta$ and $+\Delta\beta$. The evaluation is carried out for each aluminum layer.

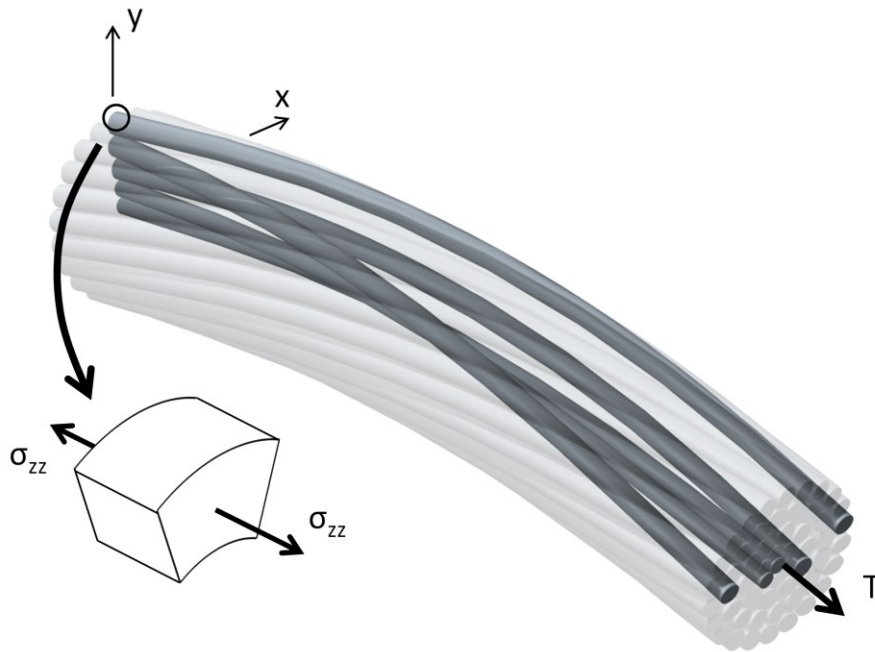


Figure 5.10 - Strand orientation for dynamic bending stress (σ_a) evaluations

5.6 - DYNAMIC BENDING STRESS ANALYSIS (ΣA)

Figure 5.11 presents the σ_a variations calculated for the Y_b ranging from 0 to 1 mm. The graphs also include the analytical evaluations produced with eq. (5.4), assuming EI_{min} (eq. (5.3)), and EI_{max} . EI_{max} is calculated with eq. (5.10) [119].

$$EI_{max} = \sum_{i=1}^{nb \text{ layer}} n_i \left(E_i I_i \sin(\alpha_i) + \frac{A_i E_i R_i^2 \cos^3(\alpha_i)}{2} \right) + E_c I_c \quad (5.10)$$

In eq. (5.10), n_i , A_i , α_i and R_i correspond to the number of wires, the cross-section area, the lay angle, and the layer i radius, respectively. E_c and I_c are the Young modulus and moment of inertia of the core wire.

A rapid inspection of the results shows that, on the one hand, the single-layer ACSR results in Figure 5.11a demonstrate a perfect match between the FE model and the analytical solution, considering the EI_{min} assumption, which is in agreement with the theory presented in Section 2. On the other hand, the multilayered configurations reveal responses completely different: for all three ACSR (Drake, Crow and Bersfort), at low Y_b amplitudes, the σ_a evaluations follow the EI_{max} assumption, and progressively adopt a trend closer to EI_{min} theory as Y_b increases. The stress response evolution systematically begins at lower Y_b amplitudes for the outer layer, and progresses toward the inner layers as Y_b intensifies. This process corresponds to a progressive interlayer partial deadhesion, which also generates a corresponding load transfer onto the inner layers (causing larger σ_a). In other words, because of the interlayer sliding, the outer layer wires start bending about their own center fiber instead of respecting a group deformation about the conductor central axis.

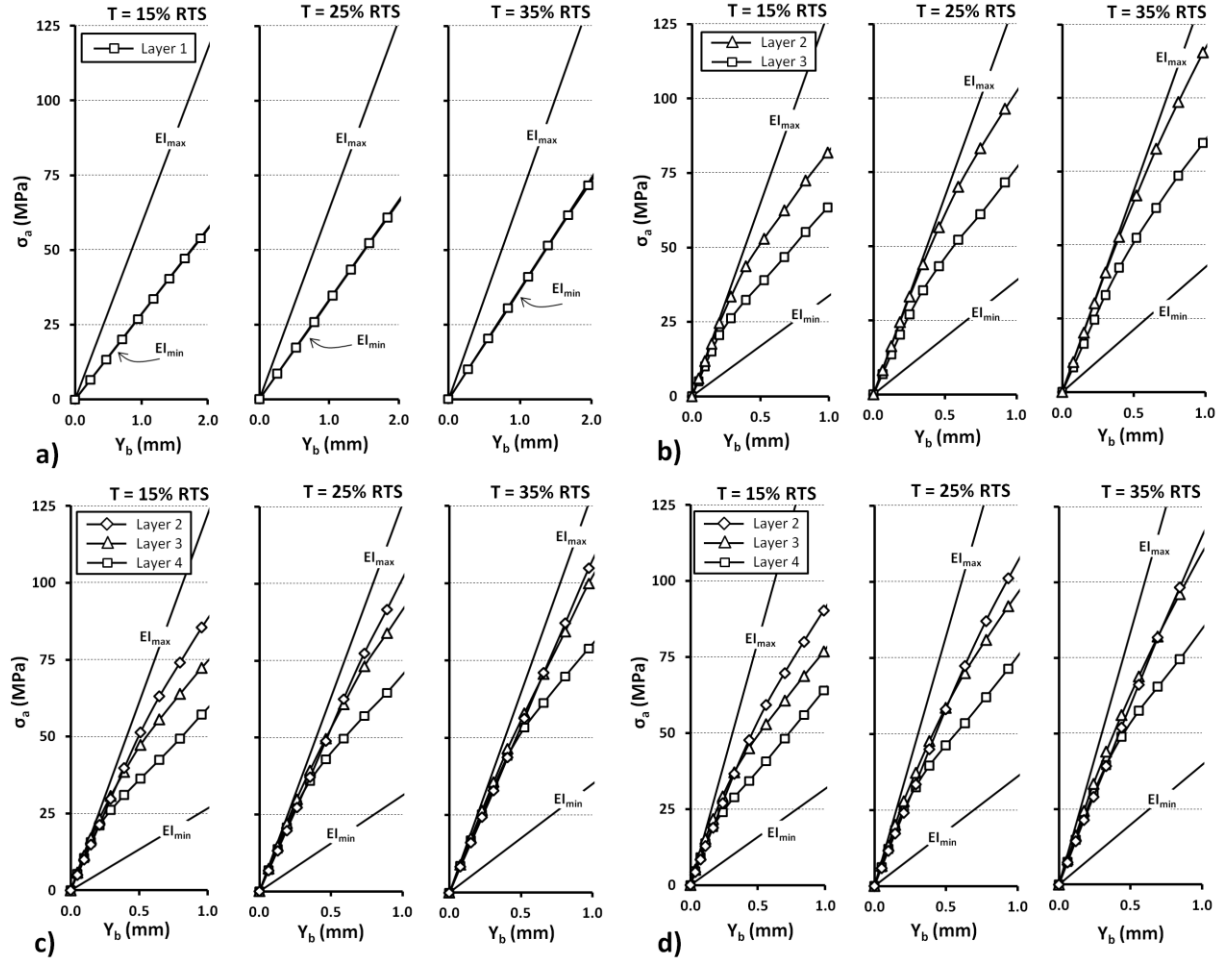


Figure 5.11 - Dynamic bending stress - ACSR 1/0 (a), ACSR Drake (b), ACSR Crow (c) and ACSR Bersfort (d)

For the three analyzed multilayered ACSR, obvious signs of outer layer slip appear around Y_b amplitudes between 0.2 and 0.5 mm. Actually, a comparison of Figure 5.11b) to d) shows that the exact Y_b onset level closely depends on the conductor tension (T). Higher axial tensions T engender greater normal forces at the interlayer contact points, and consequently promote the internal conductor friction forces, thus favoring the wire adhesion.

5.6.1 Effects of coefficient of friction (μ)

Although the results of Section 4.2 revealed a negligible effect of μ_a on Y_b , in view of the last descriptions, the situation may be different for σ_a . To illustrate the influence of μ_a on σ_a , Figure 5.12 presents the variation of σ_a calculated with different μ_a values for the Drake ACSR over a Y_b range of 0 to 2 mm.

5.7 - FATIGUE LIFE ESTIMATION (NF)

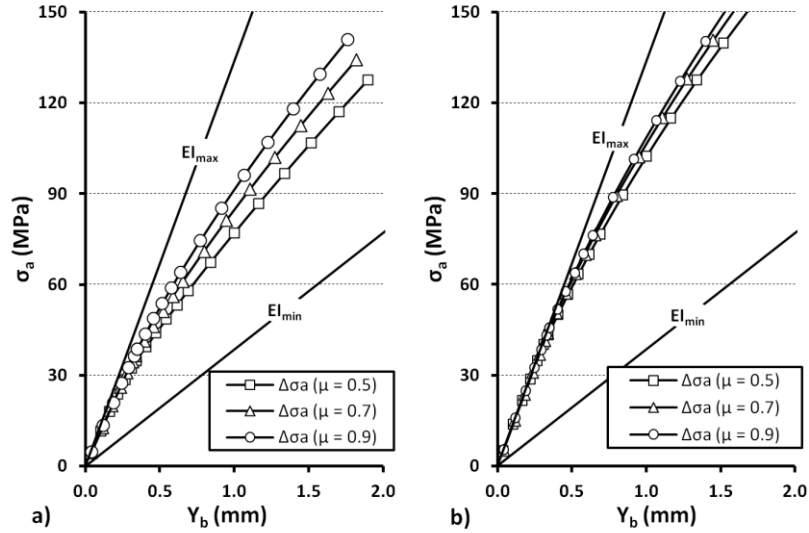


Figure 5.12 - Variation of σ_a with Y_b in (a) outer layer 3 and (b) inner layer 2 for a Drake ACSR at $T = 25\%$ RTS – influence of μ_a

As expected, since larger μ_a values retard interwire slippage, and favor a grouped response of the conductor wires, Figure 5.12a indicates that σ_a augments with μ_a increases. This graph also shows increasing effects of μ_a on σ_a with Y_b intensifications. Figure 5.12b displays a similar response for the inner layer. However, because of the larger contributions of the outer layer wires conjointly provoked by μ_a and Y_b , the difference between the prediction curves is of a lesser magnitude. Finally, Figure 5.12 indicates that the μ_a influence on the outer layer stress becomes significant for $Y_b > 0.5$ mm. Thus, the friction coefficient effect may be less significant for smaller wind-induced conductor displacements associated with Aeolian vibrations. On the other hand, the coefficient of friction role becomes more significant for galloping transmission lines.

5.7 Fatigue life estimation (N_f)

Because of the complexity of the problem, current practice usually estimates the conductor fatigue life based on experimental data. In an attempt to establish a universal fatigue criterion for common conductors, the CIGRÉ study committee #22 [23] proposed the σ_a Safe Border Line eq. (5.11). This semi-empirical expression relates the outer layer alternate bending stress calculated with eq. (5.4) to the number of cycles to failure (N_f). Actually, the safe line described by eq. (5.11) represents a conservative limit established from a collection of

experimental measurements that were obtained through standardized fatigue tests involving conductors supported by metallic suspension clamps.

$$\sigma_a = \begin{cases} 450(N_f)^{-0.20} \text{ for } N_f \leq 1.56 \times 10^7 \\ 263(N_f)^{-0.17} \text{ for } N_f > 1.56 \times 10^7 \end{cases} \quad (5.11)$$

The proposed FE model also offers a valuable alternative to estimate N_f . The number of cycles to failure may be calculated from the wire bulk stresses of the outer layer extracted from the numerical simulations for given Y_b values, and integrated into any plain fatigue criterion. Obviously, this approach does not explicitly account for the fretting damage contribution.

Adopting a basic stress-life approach, the well-known Basquin relation (eq. (5.12)) may be selected as the fatigue criterion. Parameters σ_f and b represent the material properties. Table 5.10 gives these properties for wires made of 1350-H19 aluminum [67].

$$\sigma_a = \sigma_f (2N_f)^b \quad (5.12)$$

Tableau 5.10 - 1350-H19 aluminum properties

σ_y (MPa)	σ_u (MPa)	σ_f (MPa)	ε_f	b	c
167	187	204	0,274	-0,07	-0,5

The following fatigue life evaluations consider the wire stresses calculated at the critical location of the layers illustrated in Figure 5.10. Therefore, they produce fatigue life estimates N_f controlled by the failure of the first wire of the layers.

The life predictions generated with the proposed approach are compared below with several published experimental fatigue results extracted from the literature for Drake and Crow ACSR. In all cases, the conductors were tensioned at 25% of their RTS, and supported by fixed short radius metallic suspension clamps.

5.7 - FATIGUE LIFE ESTIMATION (NF)

Figure 5.13 compares the numerical/experimental fatigue life evaluations obtained for both conductors. To preserve the data presentation form adopted in the references, the graphs display the results with Y_b as the damage criterion. They include the FE model-predicted fatigue curves for the two outermost aluminum layers, the experimental data, as well as the Safe Border Line (eq. (5.11)). The reported experimental N_f correspond to cycle numbers at the first wire break. Therefore, for the sake of clarity, the graphs also indicate the wire layer of the first experimental breakage.

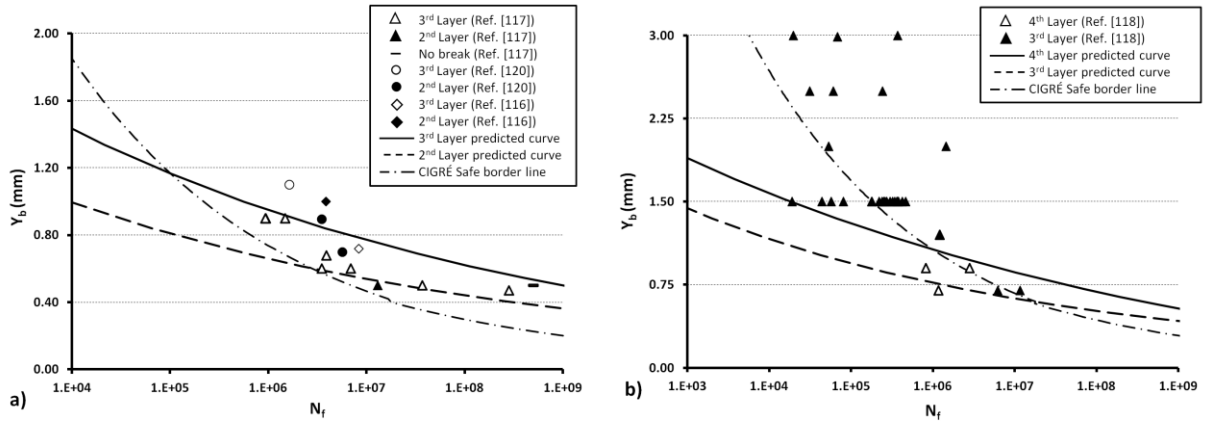


Figure 5.13 - Y_b - N_f 1st break for Drake ACSR (a) and Crow ACSR (b) with prediction curves derived from the stress-life eq. (5.12)

Figure 5.13 evidences the scattering present in the experimental data. In fact, this is inherent to stranded conductor experimental investigations, where any slight dimensional, positioning or load variations may significantly affect the local contact conditions. All in all, the eq. (5.12) predicted lives do not wholly reflect the general trends described by the experimental data. Actually, the FE model predictions appear to be in better agreement with the experimental data at low Y_b . On the other hand, the CIGRÉ Safe Border Line offers relatively good conductor life estimations.

Figure 5.11b) and c) show that at Y_b values above 0.75 mm, σ_a becomes very significant, and may presumably cause localized plastic deformations at the different stress risers. Therefore, to improve the model and account for plastic deformation effects, it is proposed to replace the Basquin relation (eq. (5.12)) with the also well-known Coffin-Manson fatigue relation (eq. (5.13)). In this equation, the variable ε_a is the measured or calculated strain amplitude at the critical location, and ε_f and c are material parameters already introduced in Table 5.10:

$$\varepsilon_a = \frac{\sigma_{f'}}{E} (2N_f)^b + \varepsilon_{f'} (2N_f)^c \quad (5.13)$$

The Figure 5.13 fatigue prediction curves were recalculated with eq. (5.13). Figure 5.14 compares the new estimates with the experimental measurements and the Safe Border Line results.

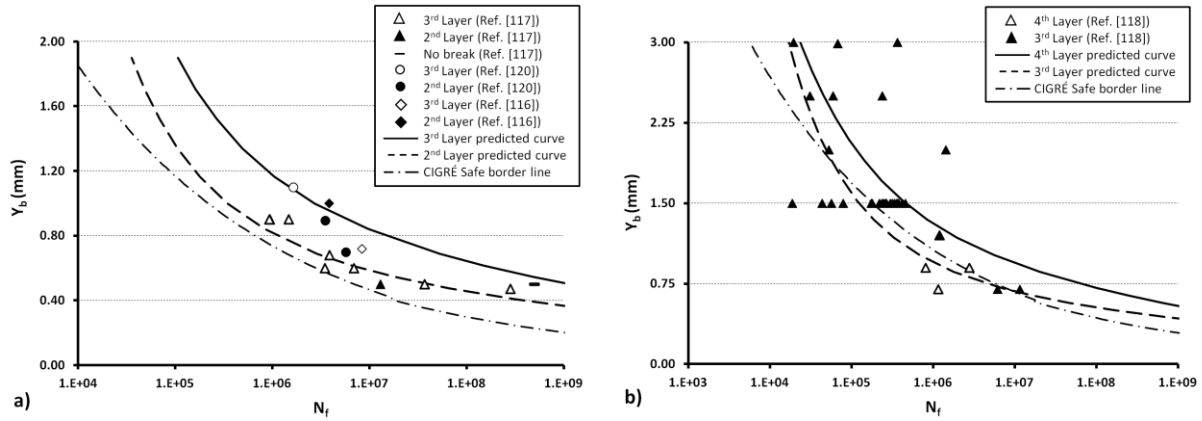


Figure 5.14 - Y_b - N_f 1st break for (a) Drake ACSR and (b) Crow ACSR with prediction curves derived from the strain-life eq. (5.13)

Figure 5.14 indicates that the addition of the plastic deformation effect improves the model prediction quality for both the Drake and Crow ACSR. Indeed, now the predicted life curves better correlate with the experimental measurements. In particular, the Crow ACSR graph of Figure 5.14b shows that the predictions are now also excellent at very high Y_b . This is certainly an indication of the lesser role of the fretting mechanisms in fatigue damage induced under very high Y_b . In practice, high Y_b amplitudes are usually associated with galloping events.

The experimental data included also reveal that a majority of the first wire failure occurs at the outer layer for the Drake ACSR, while it is the opposite for the Crow ACSR, where the wires of the inner layer seem to be the most susceptible to fracture. This is presumably due to the lower Y_b of the fatigue test conditions maintained for the Drake ACSR, as compared to the Crow ACSR. Indeed, greater deflection amplitudes favor the slippage of the outermost wire, and thus reduce the load they support. The layers underneath consequently sustain higher

5.7 - FATIGUE LIFE ESTIMATION (NF)

stress levels, resulting in more rapid fatigue crack growth. On the other hand, at low Y_b , the wires of the outer layer share a larger part of the total load and are more severely affected by the fatigue crack propagation than the inner layers.

Figure 5.14 also shows that in all cases, the FE model predicts a first wire break in the inner layer, which is not in perfect agreement with the experimental measurements. On the other hand, it is consistent with the numerical results of Figure 5.11b) and c). This difference with the experimental measurements may be explained in part by underestimated friction coefficients (μ_a), especially in the clamped region. Indeed, Figure 5.12 shows that higher μ_a tend to increase the outer layer stress, while having less of an effect on the inner ones. The boundary conditions considered in the FE model in lieu of the real shape of the clamping fixture may also affect the outer layer slippage conditions.

In addition, the wear damages occurring at inter-wire contact points, which are not explicitly considered within the present fatigue formulation (eq.(5.13)), also certainly contribute to the differences between the experimental and numerical life predictions. The prevailing inter-wire contact regime may generate either sticking, gross slip or mixed conditions. While the sticking condition considerably reduces wear phenomena, gross slips lead to important wear rates. Therefore, since wear and fatigue are competing degradation modes, as supported by experimental measurements the mixed conditions associated with lower wear rates and rougher surfaces appears as the most detrimental regime [34]. Therefore, investigations focusing on the identification and the adaptation of a damage criterion better accounting for contact conditions, such as those published in Ref. [68], [69], or considering wear laws as in Ref. [111], may contribute to refined the conductor life prediction obtained from the present FE model.

Finally, while the developed FE model precision may further be improved (with the addition of the suspension clamps and the incorporation of a refined damage criterion accounting for fatigue-wear interactions), the prediction accuracy remains quite high overall. The numerical results in Figure 5.14 compare well with the experimental measurements, as well as with the semi-empirical estimations resulting from the CIGRÉ formula (eq. (5.11)). Actually, because the omission of the clamp in the model reduces the calculation times considerably, the modeling strategy presented represents an effective trade-off.

5.8 Conclusion

The present paper made use of the FE modeling strategy developed in Part I to study the internal strain-stress conditions of ACSR conductors submitted to wind-induced loads. The first portion of the investigation examined the descriptors Y_b and $f_{y_{max}}$ used by researchers and industrial designers to evaluate load severity. The tests directly underlined the discrepancies between these descriptors, along with the difficulty in coupling them in conductor life prediction. The main objective of the second portion of the analysis was to evaluate an alternative way of investigating the conductor fatigue problem based on realistic stress/strain descriptions.

The study included four ACSR covering single- to four-layer configurations. Initial comparisons with reference experimental test data demonstrated the ability of the FE model to predict the bending deflection amplitudes Y_b in the near field of the clamped zone from the far-field vibration parameter $f_{y_{max}}$.

In order to circumvent the incompatibility existing between Y_b and $f_{y_{max}}$ and to provide a practical strategy for accurately relating them, a numerical evaluation of their responses integrated into a factorial design approach led to a multivariate prediction equation for Y_b . The resulting model provides instantaneous predictions of Y_b as a function of selected $f_{y_{max}}$, T and μ_a values within an error level less than 8% when compared to a full 3D FE analysis. Additional comparisons of the predicted Y_b with reference experimental measurements also demonstrated the applicability of the equation to conductors supported by commercial metallic suspension clamps. This simple model offers an easy way of converting and relating reference data established by various laboratories following specific standards and different research goals.

Because the practical descriptions of Y_b and $f_{y_{max}}$ cannot depict the relationship connecting the experimental endurance limit and the strain-stress conditions causing fatigue damages, the study examined the merits of life predictions made from basic stress/strain damage analysis. Disregarding the effect of contact stresses, the investigation only considered the bulk stress/strain amplitudes of the wire to estimate the conductor residual life. Comparisons with experimental data of two multilayered ACSR indicated that the fatigue prediction curves

5.8 - CONCLUSION

established from the Coffin-Manson fatigue relation provides realistic evaluations of the service life of conductors submitted to both low amplitude deflections generated by wind-induced vibrations and high amplitude deflections resulting from line galloping.

CHAPITRE 6

MODÉLISATION DES SYSTÈMES PINCE/CONDUCTEUR

6.1 Avant-Propos

Auteurs et affiliations

- Sébastien Lalonde : étudiant au doctorat, Université de Sherbrooke, Faculté de génie, Département de génie civil.
- Raynald Guilbault : professeur agrégé, École de technologie supérieure, Département de génie mécanique
- Sébastien Langlois : professeur adjoint, Université de Sherbrooke, Faculté de génie, Département de génie civil.

Titre anglais

Numerical analysis of ACSR conductor-clamp systems undergoing wind induced cyclic loads.

Titre français

Analyse numérique des systèmes pince/conducteur ACSR soumis à des chargements cycliques induits par vibrations éoliennes.

État de l'acceptation

Soumis le 30 janvier 2017

Revue

IEEE Transactions on power delivery, IEEE Power & Energy Society (ISSN: 0885-8977)

Résumé

Soumis aux vibrations éoliennes, les conducteurs électriques sont vulnérables à l'endommagement en fatigue et plus particulièrement aux points de fixation comme les pinces de suspension. Cet article propose une approche efficace de modélisation par éléments finis qui permet une représentation complète en 3D du conducteur et de la pince de suspension. Une

validation basée sur des données expérimentales montre la précision de l'approche. Une analyse détaillée de la solution numérique démontre aussi sa capacité à décrire les interactions de contact interfilaïres et avec la pince. Finalement, l'étude des distributions de contrainte au conducteur révèle que dans la région critique, le conducteur est principalement sollicité en flexion alternée.

Abstract

Submitted to wind induced vibrations, overhead conductors are vulnerable to fatigue damage, especially at restraining fixtures such as the suspension clamp. This paper proposes an efficient finite element modeling approach providing a full 3D representation of both the conductor and suspension clamp. Validation based on experimental data shows the precision of the approach. An in-depth model response analysis also demonstrates its ability to describe inter-wire and conductor-clamp contact interactions. Finally, a study of conductor stress distributions reveals that in critical regions, conductor wires mostly sustain alternating bending loads.

6.2 Introduction

Wind-induced vibrations are well known to cause fatigue problems in overhead conductors. Producing alternating bending deflections near restraining fixtures, these vibrations have detrimental effects in the vicinity of suspension clamps [3]. At that position, conductors are also subjected to significant static loads combining an axial tension (T), a sag bending force described by a deflection (β_0), and a clamping force (F_C) exerted by the clamp (Figure 6.1a) [18]. This load combination promotes conductor fretting fatigue and wear at inter-wire contact points [4] that could lead to premature strand failure.

Given the critical importance of maintaining the structural integrity of electrical transmission networks, it is essential to quantify and understand the conductor load conditions, to be able to predict and prevent fatigue failures. Incidentally, this paper proposes a 3D finite element (FE) modeling approach for the analysis of conductor-clamp systems considering the effect of the aforementioned static and dynamic loadings. The developed FE strategy aims at providing

6.2 - INTRODUCTION

detailed descriptions of the mechanical loads in the wires. These loads are crucial for the assessment of conductor fatigue damage.

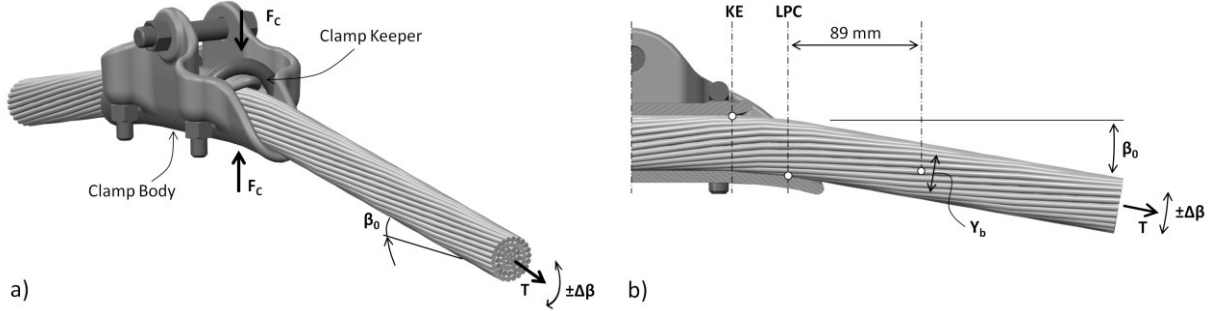


Figure 6.1 - (a) Usual loading conditions at the suspension clamp and (b) Schematization of Y_b measurement at a suspension clamp

The conductor load severity is conventionally evaluated from the bending deflection amplitude (Y_b). This indirect descriptor is measured at 89 mm from the Last Point of Contact (*LPC*) between the strand and the suspension clamp (Figure 6.1b) [19]. When associated with the well-known Poffenberger-Swart (P-S) formula (6.1), Y_b provides an estimated stress amplitude (σ_a) of the outermost fiber of the conductor at the *LPC* position [107].

$$\sigma_a = \frac{Y_b d E_a T}{4(EI) \left(e^{-\sqrt{\frac{T}{EI}} z} - 1 + \sqrt{\frac{T}{EI}} z \right)} \quad (6.1)$$

In (6.1), T represents the axial tension, d is the wire diameter on the outer layer, E_a stands for the Young modulus of the aluminum wires and EI represents the bending stiffness of the strand. Parameter z is the axial position set at 89 mm.

In the P-S formulation, the conductor is considered as a cantilever beam, with its fixed end representing the *LPC*. In other words, the formulation considers no clamping or other fixture effect. Moreover, each wire is assumed to act independently without any friction influence. This frictionless condition leads to a theoretical minimal bending stiffness (EI_{min}). This simplification also neglects complex wire contact interactions. Nevertheless, this idealized stress has been shown to correlate surprisingly well with experimental fatigue data. It therefore

constitutes a useful fatigue indicator relating the vibration amplitude (Y_b) to experimental conductor life measurements [23].

Clearly, the standardized approach does not directly address the essence of the problem. As a result, refining the conductor fatigue analysis or improving the problem interpretation become very difficult. Moreover, since the mechanisms relating the external loads to fatigue damage are not well defined, any optimization of suspension clamp designs is therefore challenging.

Only few published studies have integrated the influence of the suspension clamp geometry into the analysis of conductor strain and fatigue responses. For example, experimental tests investigating the effect of the clamp curvature [18], [121] showed that an increase of the longitudinal radius reduces the static and dynamic strains, and leads to longer service lives. Cardou et al. [122] studied the contact conditions at the conductor-clamp interface using an instrumented suspension clamp. They reported maximum loads near *LPC*. Lévesque et al. [84] analyzed isolated wire-clamp contacts from experimental strain measurements and presented a detailed numerical description of the local stress conditions associated with fretting fatigue.

Although these studies provided essential information on fatigue mechanisms, a clear quantitative relation or modeling tool is still not currently available to describe with sufficient precision the conductor solicitations resulting from given clamp-load configurations. Thus, a general analysis method enabling a direct quantification of local loads associated with parameters such as stranded properties, inter-wire contacts, clamp geometry and load configuration is still to be developed [113]. The conductor-clamp model proposed in this paper is intended to provide a solution to that end.

The proposed approach is based on a FE modeling strategy developed by the authors in [105], [123] for multilayered wire strands, and is applied herein to the analysis of conductor wind-induced loads. Section II of the paper provides a detailed description of the FE model, while section III validates the proposed approach via a comparison of the obtained numerical results to published strain measurements. The model response is then exploited in section IV to analyze the conductor internal efforts in the clamped area, where fretting fatigue problems are expected to be prominent.

6.3 Finite element model

The proposed FE modeling approach is developed within the commercial software, Ansys[®] 15.0. The following details the formulation and describes the conductor-clamp configurations analyzed in this work.

6.3.1 Conductor-clamp general model configuration

Although the proposed approach is general and suitable for any conductor-clamp configuration, the validation of the procedure considers the fatigue tests detailed in [72], [112], [124]. The analysis thus focuses on two conductor-clamp systems composed of two ACSR conductor types: a Bersfort and a Drake. Table 6.1 and Table 6.2 present the mechanical and stranding properties (reproduced from [88]) of these conductors, respectively. In Table 6.2, parameters n_i , d_i , E_i and α_i are the layer i wire number, the wire diameter, the Young modulus and the lay angle, respectively.

Tableau 6.1 - ACSR Mechanical Properties

Properties	Drake	Bersfort
Rated Tensile Strength - RTS (kN)	140,1	180,1
Mass/unit length - m (kg/m)	1,628	2,370
Alum, wire Young modulus - E_{alum} (GPa)	69	69
Steel wire Young modulus - E_{steel} (GPa)	207	207
Minimum bending stiffness - EI_{min} (Nm ²)	43,4	61,6
Maximum bending stiffness - EI_{max} (Nm ²)	1495	3827

6.3 - FINITE ELEMENT MODEL

Tableau 6.3 - Geometric parameters of conductor-clamp systems

Model Parameters	Drake	Bersfort
L_C (mm)	1600	1600
L_P (mm)	600	600
L_{LPC} (mm)	687	684,75
L_K (mm)	89	66,75
$R_{C,1}$ (mm)	178,6	330
$R_{C,2}$ (mm)	14,1	17,8
$R_{K,1}$ (mm)	10,7	40
$R_{K,2}$ (mm)	14,1	18

The modeled conductor segment length (L_C) and longitudinal positioning (L_P) are selected to minimize the effects of the boundary conditions generated at the exit of the clamp, as well as the FE model computational cost. The length L_{LPC} identifies the actual LPC locations identified in [72]. For comparison purposes, the following presentation of the results refers to these reference locations. However, in some cases, the LPC numerical predictions are slightly different.

6.3.2 Conductor FE model

The numerical modeling approach validated in [105] ensures a full 3D processing of the conductor geometry, where each wire is modeled with quadratic beam elements (BEAM189 in Ansys[®]) defined by their helix centerline curves (Figure 6.3). The resulting reduced mesh size leads to more efficient models than volumetric representations made of solid elements [74]–[76]. A mesh size sensitivity analysis (not included here) showed that a beam element length of 10 mm provides precise solution convergence and optimal CPU times.

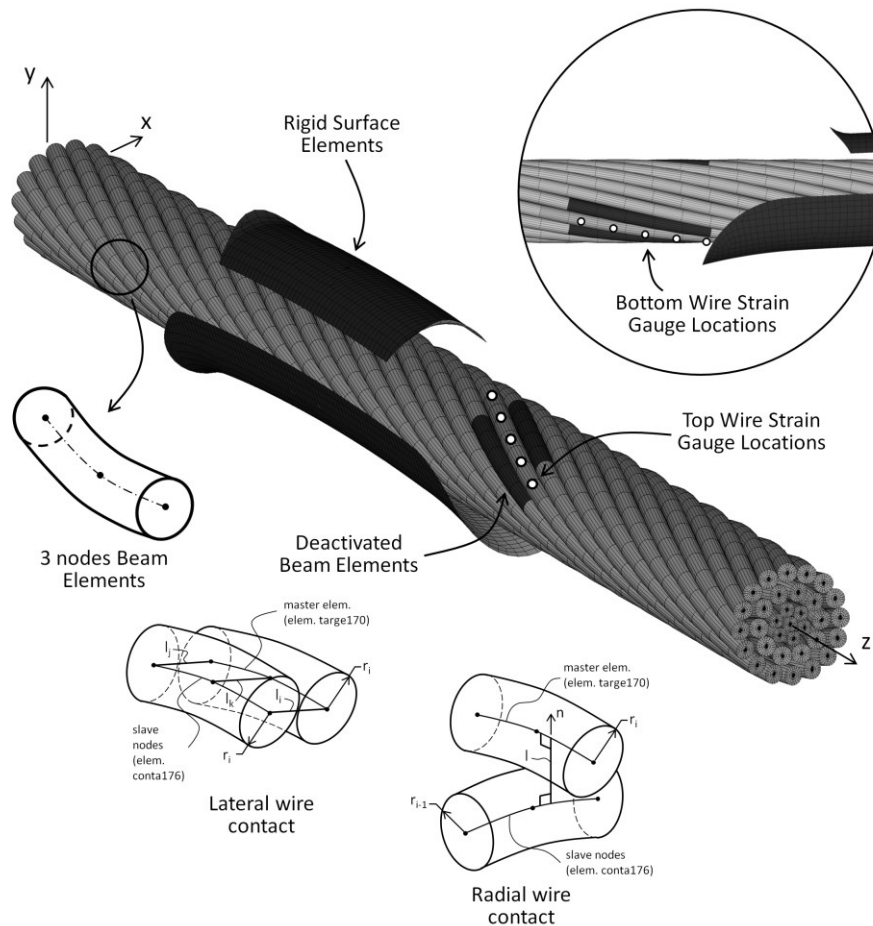


Figure 6.3 - Conductor-Suspension clamp finite element model (ACSR Drake configuration shown)

A 3D line-to-line algorithm using master-slave contact element pairs mapped onto the beam elements handles all contact interactions between wires (radial and lateral contacts) (Figure 6.3). Ansys® CONTA176 and TARGE170 elements correspond to slave and master elements, respectively. The penalty method integrated into the solution to deal with the contact forces considers the normal and tangential stiffness values to prevent both penetration and elastic slip. This option also ensures good convergence rates.

Frictional effects are taken into account at each contact point-line via the Coulomb law considering an adhesion coefficient of friction (μ_a). For aluminum-aluminum and aluminum-steel contacts, μ_a is set to 0.5, whereas a value of 0.3 is used for steel-steel contacts.

When applied to the ACSR Bersfort configuration of Table 6.3, this modeling approach leads to a FE model of 9,240 beam elements, 18,535 nodes and 5,252 contact points/lines pairs.

6.3 - FINITE ELEMENT MODEL

6.3.3 Suspension clamp FE model

The clamp geometry is considered as a rigid surface, and is modeled with 3D quadratic surface elements (8 nodes). The clamp body and keeper geometries (Figure 6.3) are represented by surface elements with a 2.5 mm average length. The contact lines at the conductor-clamp interface are handled with a 3D line-to-surface algorithm, where the slave nodes (CONTA177 elements) are mapped onto the wires beam elements, and the master elements (TARGE170) are generated onto the rigid surface elements (Figure 6.4). The “rigid surface” approach provides computational efficiency, and since the analysis concentrates on the conductor response, we consider that this simple clamp model should have no noticeable effect on the final precision.

As before with the line-to-line solution, the penalty approach ensures the same normal and tangential stiffness representation. The aluminum-aluminum friction coefficient (μ_a) also remains the same.

The clamp mesh required for the ACSR Bersfort case leads to a mesh size of 4,295 surface elements and 13,329 nodes.

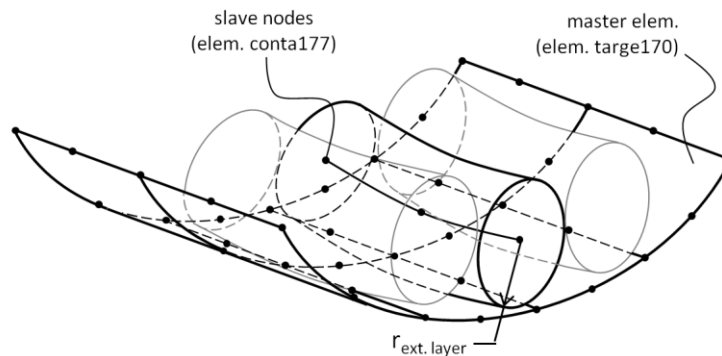


Figure 6.4 - 3D Line-to-surface contact elements for wire to clamp contacts

6.3.4 General boundary conditions and node coupling

The nodes of the cross-section of each conductor extremity are fully coupled (all 6 DOF) with the central node located on the core. Therefore, the coupled nodes act as a rigid surface allowing external loads to be applied at the core node only.

Since the clamp surfaces are modeled as rigid bodies, their DOF are controlled via a pilot node on each of them. The clamp body is fully constrained in all directions and rotations, while only the vertical displacement (y direction) is allowed for the keeper.

6.3.5 Loads description and application sequence

Since Lévesque et al.'s experimental works [72], [112], [124] were conducted on a 7 m resonant test bench, the numerical simulation requires a multiple-load procedure, with the loads applied in an incremental quasi-static mode following the 10-load step sequence illustrated in Figure 6.5.

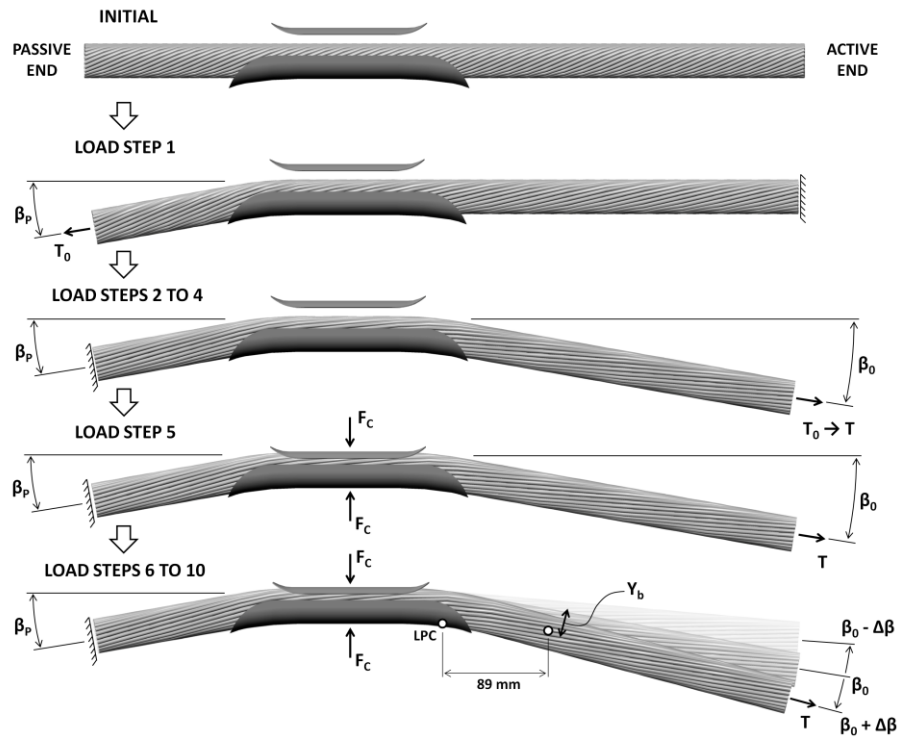


Figure 6.5 - FE analysis load application sequence

Load step 1 applies an initial tension T_0 to the conductor passive end and generates a vertical displacement up to a static deflection angle β_P . The second conductor extremity remains fixed. During Load step 2, the passive extremity is blocked in place; a displacement condition replaces the force condition, while on the active side, the conductor tension T_0 applied at a static sag angle β_0 replaces the displacement restraint. During Load steps 3 and 4, the axial

6.3 - FINITE ELEMENT MODEL

tension is raised from T_0 to T . In fact, to follow the testing procedure of [72], during Load step 3, T is first brought to 30% of the conductor RTS, and thereafter, is reduced to the testing condition with $T = 25\%$ of RTS (during Load step 4).

Load step 5 introduces the clamping effect with a vertical force (F_C) applied to the pilot node of the keeper. F_C is calculated with equation (6.2) [125]. Equation (6.2) relates the applied bolting torque (T_C) to the clamping force. Ref. [72] reported a torque T_C of 47.5 Nm

$$F_C = n \left(\frac{T_C}{K \cdot d_b} \right) \quad (6.2)$$

In equation (6.2), n is the number of torqued bolts (here, $n = 4$), d_b is the nominal bolts diameter (here 12.7 mm). Finally, K represents the thread friction and is considered here to be equal to 0.2 (as suggested in [125] for galvanized threads). Once the application of F_C is completed, the keeper is locked in place by substituting the vertical force with the corresponding displacement in the y direction.

Load steps 6 to 10 are associated with the dynamic loadings; the application angle of T is varied by $\pm \Delta\beta$ from the static position β_0 . The value of $\Delta\beta$ is iteratively calculated to produce the deflection Y_b established in [124]. Y_b is measured at 89 mm from the *LPC* position. Evaluation tests indicated that two load cycles were sufficient to reach a stabilized hysteresis conductor bending behavior [105].

Table 6.4 presents the load parameters value for the ACSR Drake and Bersfort configurations.

Tableau 6.4 - Loading parameters of conductor-clamp systems

Load Parameters	Drake	Bersfort
T_0 (kN)	7,82	1.85
T at 30% RTS (kN)	45	54
T at 25% RTS (kN)	32	45
F_C (kN)	74,8	74.8
β_P (°)	4,3	4.3
β_0 (°)	7	6.2
$\Delta\beta$ (°)	Iteratively defined for each Y_b	

All simulations were performed on a desktop computer equipped with a 2.9 GHz quad-core CPU and 12 GB RAM. The average solution time was 14 to 18 hours. Compared to other 3D multilayered strand models based on volumetric representations, such as those described in Ref. [74]–[76] for similar model precision levels, the proposed approach appears to be cost-effective. Because of this important advantage, the proposed modeling strategy is not limited to the usual length size (≈ 1 pitch length or less) or restricted to the load type associated with other 3D modeling procedures, which only consider axial loads.

6.4 Model validation

This section compares the proposed conductor-clamp modeling approach to experimental conductor strain measurements published in Ref. [72].

6.4.1 ACSR Drake case study

In their work, Lévesque et al. [72] measured the strains on TOP and BOTTOM wires of the external layer of ACSR conductors (Figure 6.3). At each measurement location, three strains, ε_C , ε_L , and ε_R , were monitored with the arrangement showed in Figure 6.6a. Here, the indices C , L and R stand for Center, Left and Right, respectively. Sections of the adjacent wires were removed to allow the installation of the strain gages ε_L and ε_R . Therefore, to account for the wires removed in the FE model, affected beam elements are simply “deactivated” by reducing their stiffness down to 5% of their original value. To illustrate the model capacities, Figure 6.6b shows the ACSR Drake deformation and associated Von Mises stress distributions established during Load step 10 ($\beta_0 + \Delta\beta$) and a corresponding Y_b of 0.90 mm.

6.4 - MODEL VALIDATION

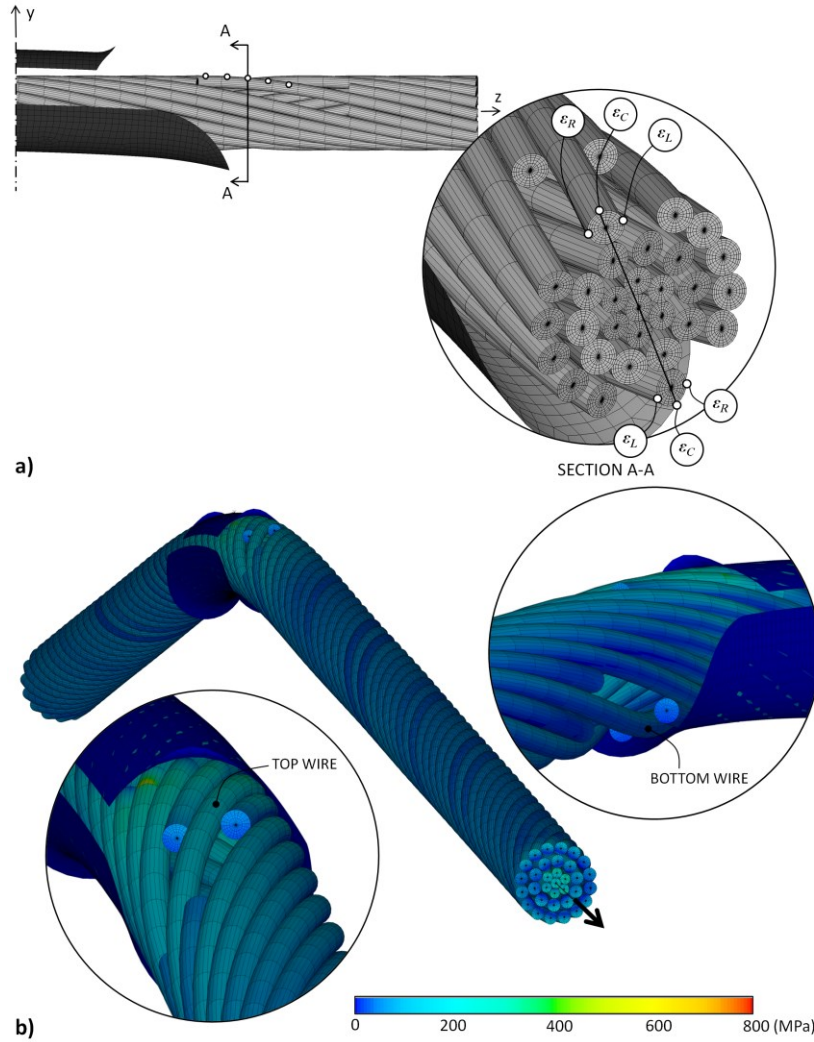


Figure 6.6 - (a) Schematic representation of strain gauge configuration and (b) Von Mises stress distribution (ACSR Drake at maximum deflection for $Y_b = 0.90$ mm ($\beta_0 + \Delta\beta$))

Since the reference strain measurements were recorded relative to the initial tension T_0 , the numerical strain values calculated at T_0 (ϵ_{T0}) are also subtracted from the total strain (ϵ_{tot}) (6.3):

$$\epsilon = \epsilon_{tot} - \epsilon_{T_0} \quad (6.3)$$

Figure 6.7 compares the experimental and numerical strains calculated during Load steps 4 and 5 with $T = 25\%$ RTS, before and after clamping. The evaluations are presented along the longitudinal z direction, relative to L_{LPC} established in [13]. The charts include a 20 mm length inward the clamps for the numerical evaluations. Figure 6.8 compares the dynamic strain amplitudes (ϵ_a) resulting from deflection amplitude variations between $Y_b = 0.3$ and 0.9 mm.

The ε_a values are calculated with (6.4) from the strain evaluation obtained during Load steps 9 and 10:

$$\varepsilon_a = (\varepsilon_{max} - \varepsilon_{min})/2 \quad (6.4)$$

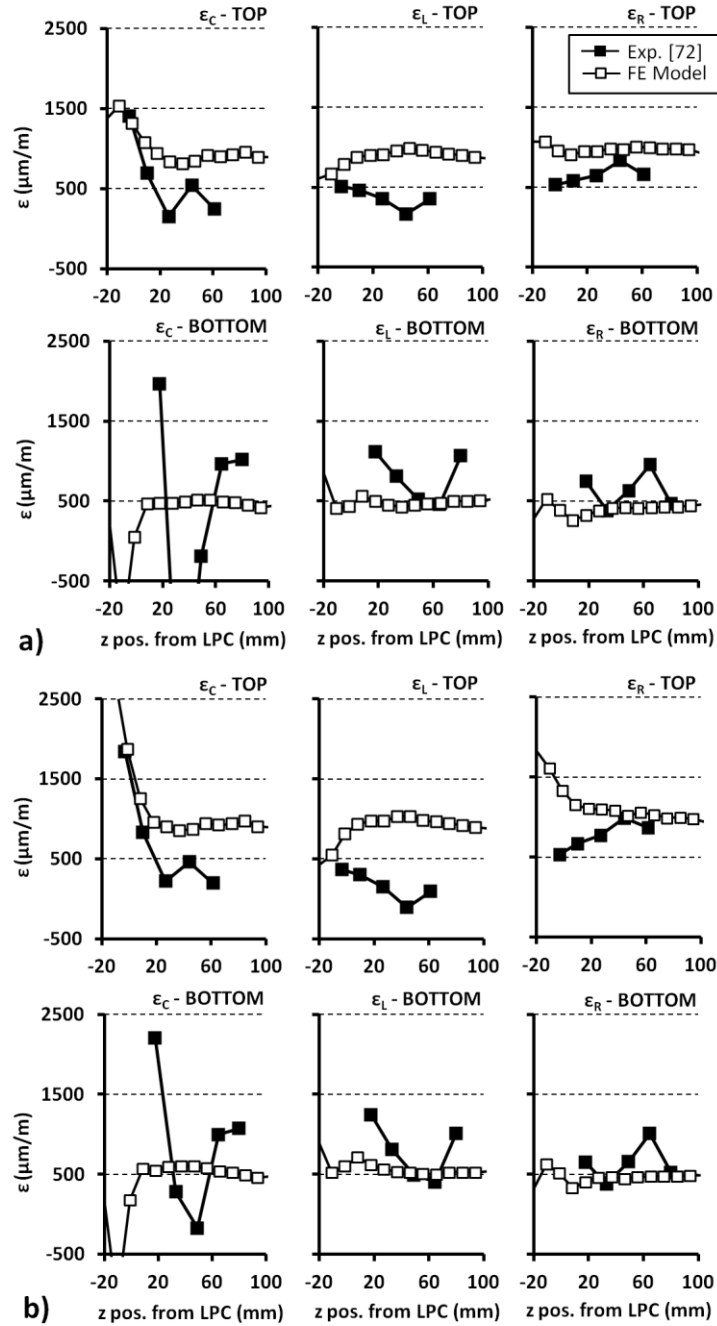


Figure 6.7 - ACSR Drake static strain at $T = 25\%$ RTS (a) before and (b) after clamping

6.4 - MODEL VALIDATION

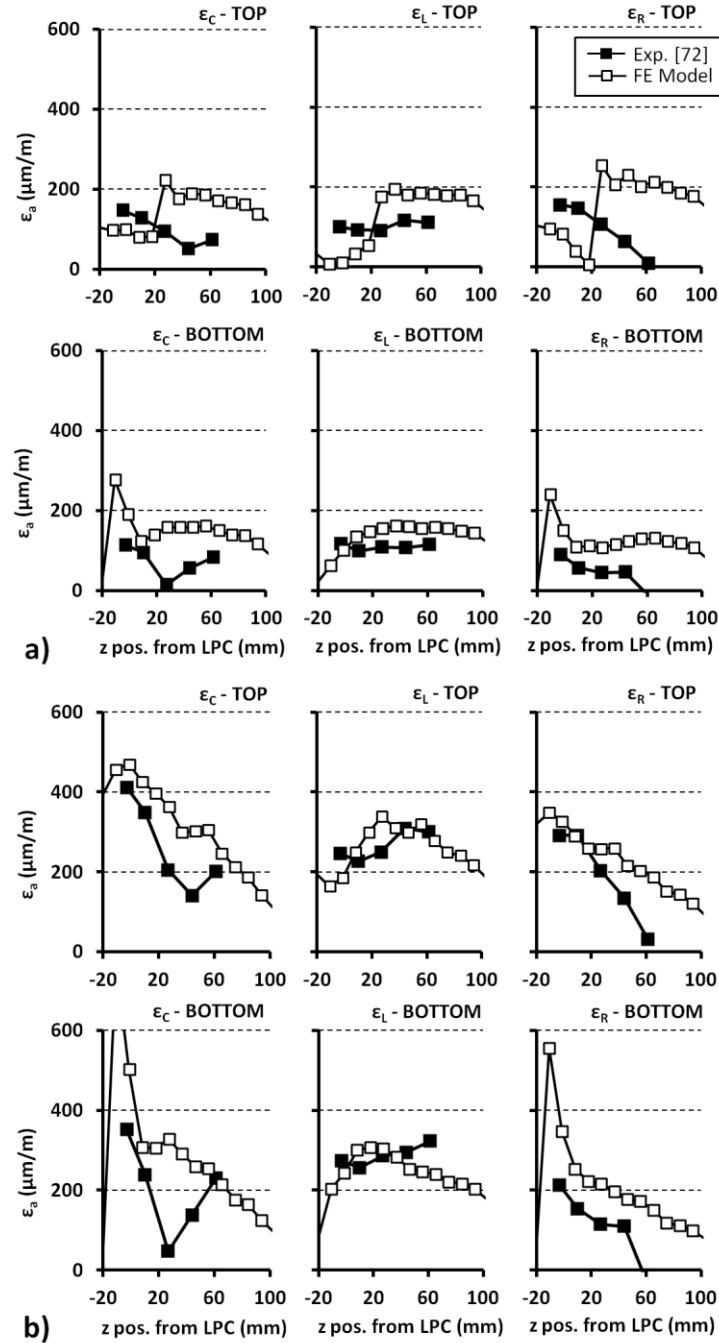


Figure 6.8 - ACSR Drake dynamic strain amplitude at (a) $Y_b = 0.3$ mm and (b) $Y_b = 0.9$ mm

Results in Figure 6.7 show good experimental-numerical correlations for the static strains. On the top wire, the model overestimates the ϵ_C strains, while underestimating them at the bottom position. Although the numerical curves for the bottom wire appear to shift longitudinally by almost 50 mm, the trends are similar. For the ϵ_L and ϵ_R strains, the model also provides

predictions close to the experimental values. It should also be noted for both numerical and experimental data that the clamping does not really affect the static strains evaluated at the selected positions. Obviously, the clamp effect should be more significant at the wire-clamp contacts.

When considering the dynamic strain amplitudes ϵ_a , Figure 6.8 shows that the model also compares very well with the experimental values. The numerical curves demonstrate some abrupt changes at the top when $Y_b = 0.3$ mm, while the experimental data seem to be smoother. This apparent discrepancy may originate from variations in contact point positions between the model and the real strand; the simulation cannot strictly reproduce the tested specimens with their local shape fluctuations, but instead, assumes theoretical ideal configurations. In other words, the real and modeled contact points displacement distribution are globally similar, but are locally different [72].

In reality, because of the complex stranding configuration and the intrinsic variability of the inter-wire contact conditions, the experimental strain scatter at the wire scale can be very significant. According to Claren and Diana [126], wire strain variations as high as $\pm 30\%$ can be observed on adjacent wires. Ouaki et al. [5] also reported similar variations from measurements conducted on ACSR Bersfort specimens.

6.4.2 ACSR Bersfort case study

The ACSR Bersfort study is conducted with the previous approach (Drake case). Therefore, Figure 6.9 compares the experimental-numerical static strains obtained with $T = 25\%$ of RTS prior to and after clamping, while Figure 6.10 presents the strain amplitudes evaluated when $Y_b = 0.32$ mm and 0.76 mm.

6.4 - MODEL VALIDATION

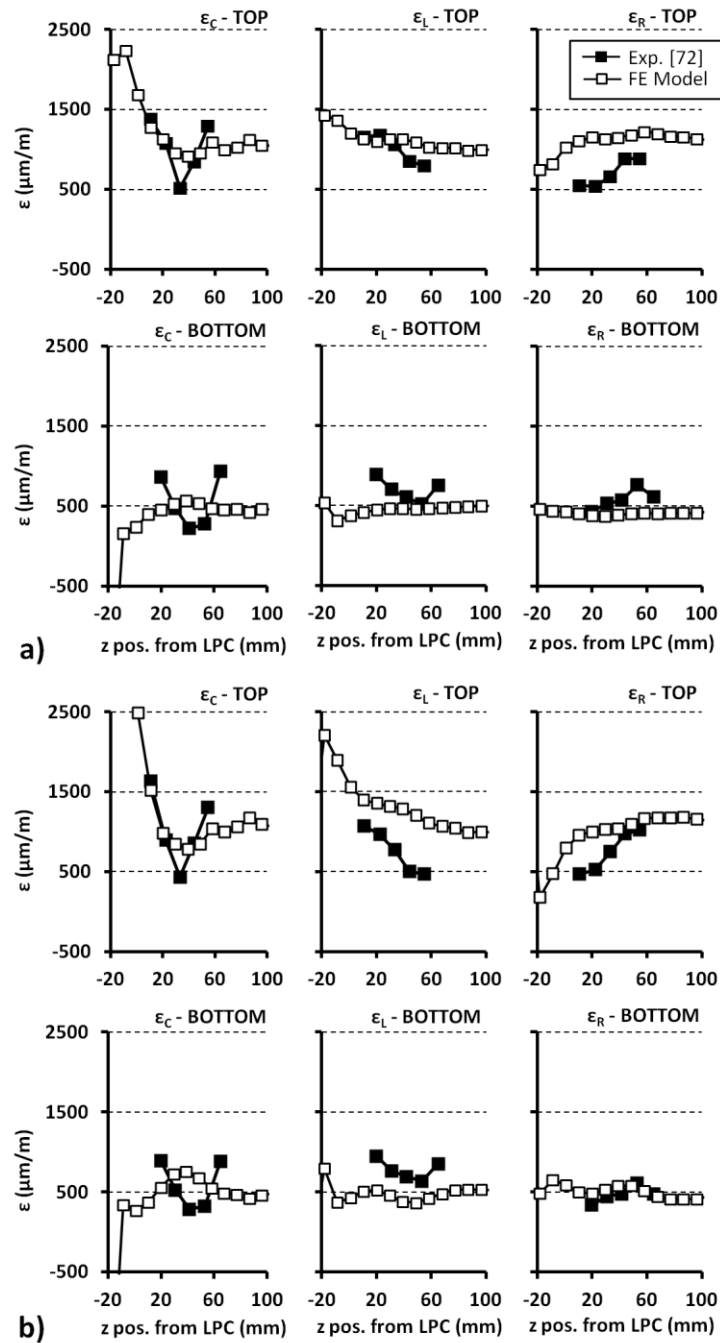


Figure 6.9 - ACSR Bersfort static strain at $T = 25\%$ RTS (a) before and (b) after clamping

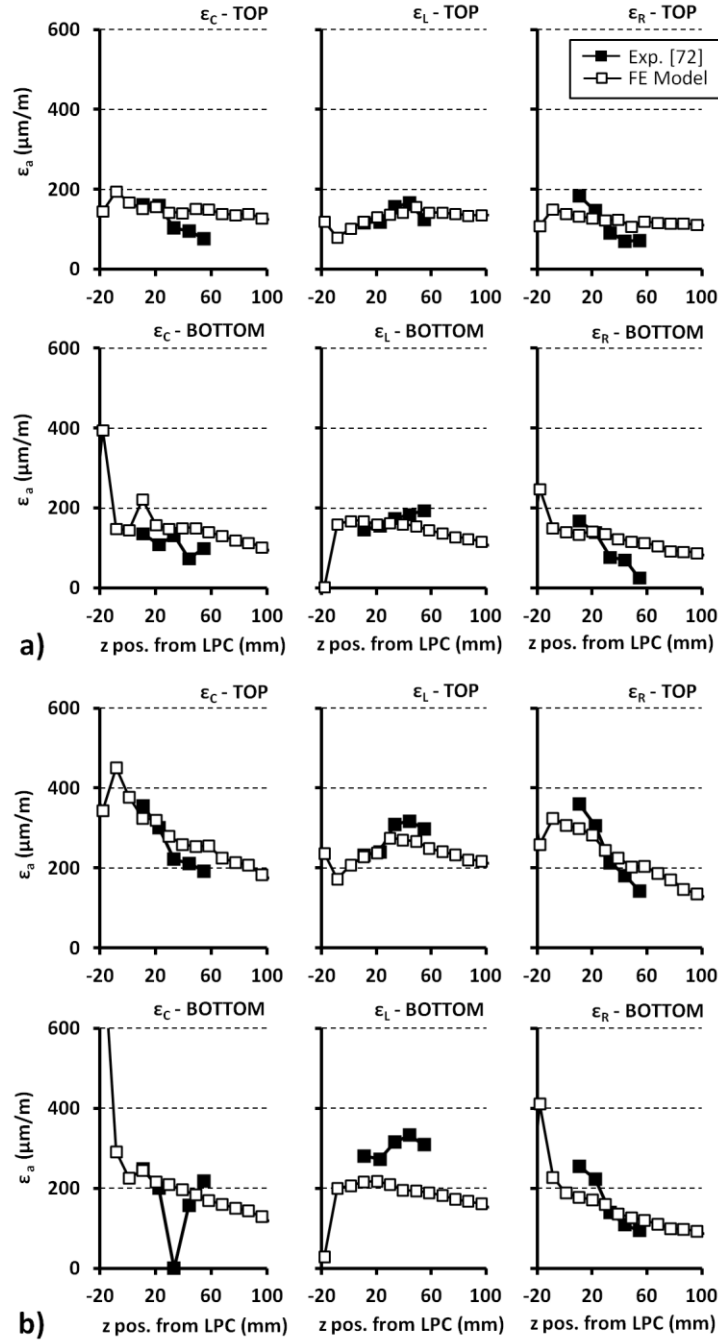


Figure 6.10 - ACSR Bersfort dynamic strain amplitude at (a) $Y_b = 0.32$ mm and (b) $Y_b = 0.76$ mm

Compared to the ACSR Drake case, the static strains presentation of Figure 6.9 reveals a better match between the evaluation approaches. The same conclusions can be drawn from the results shown in Figure 6.10, where the dynamic strain amplitude estimates present a similar agreement. It should be noted that the null experimental ϵ_c strain amplitude on the bottom

6.5 - MODEL RESPONSE ANALYSIS

wire at $Y_b = 0.76$ mm (Figure 6.10b) results from a strain gage malfunction, as reported in [72].

The comparison presented in Figure 6.7 to Figure 6.10 demonstrates the precision of the proposed conductor-clamp modeling approach; the model provides a reliable description of the wire internal efforts for both static and dynamic load conditions. Considering the experimental-numerical correlation levels achieved, which are well within the inherent scattering of the problem ([126][5]), the proposed model provides a very realistic representation of the conductor solicitation under wind-induced vibrations.

6.5 Model response analysis

This section exploits the conductor-clamp model response to describe the internal wire stress conditions in the vicinity of suspension clamps.

6.5.1 Distribution of interlayer contact interactions

The wire interactions analysis provides meaningful information on the conductor solicitation levels. Thus, the following analyses examine local contact conditions for both ACSR modeled. Adopting a display similar to [3], [16], [23], [24], contact point statuses are mapped following four state conditions: sticking, sliding, slipping (or partial relative displacement) and no contact. However, since the modeling approach can only detect the sticking, sliding and no contact conditions, the following description associates the numerical slipping conditions with contact points experiencing a change from sticking to sliding conditions during the bending load cycles induced with $\pm\Delta\beta$.

Figure 6.11 reproduces the experimental interlayer contact maps published by Zhou et al. [21] for an ACSR Drake submitted to $Y_b = 0.82$ mm. The evaluations are presented along the longitudinal z direction, relative to L_P .

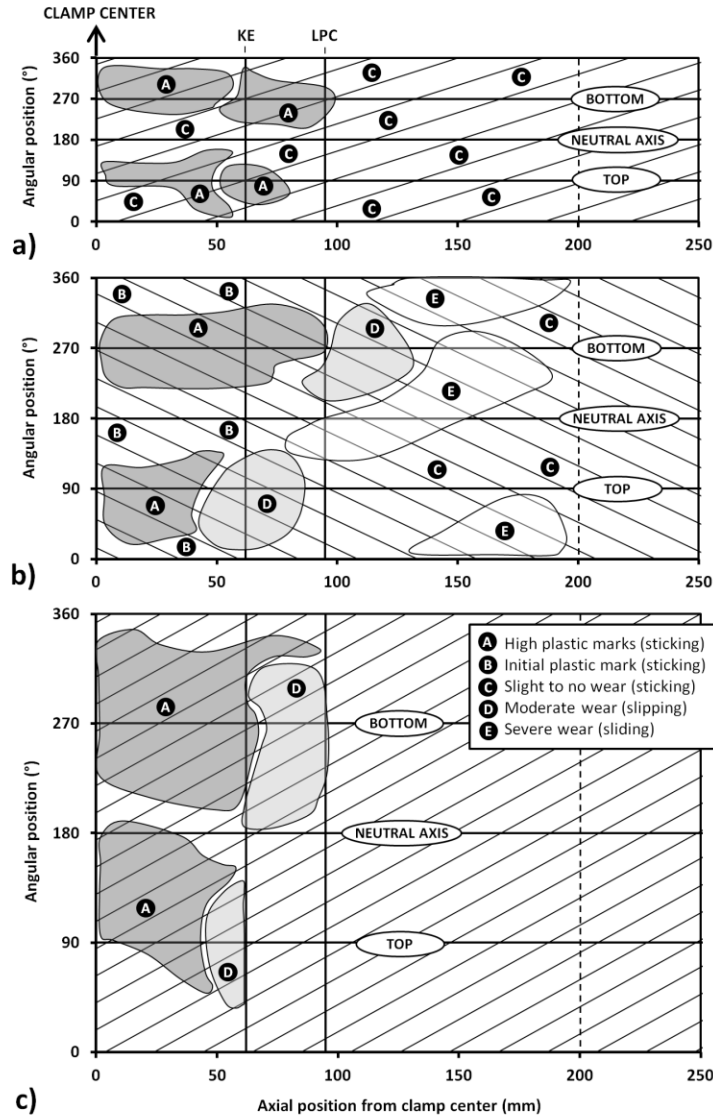


Figure 6.11 - Schematization of ACSR Drake contact status mapping at $Y_b = 0.82$ mm, reproduced from [38], for inter-wire contacts between (a) layers 1 and 2, (b) layers 2 and 3, and (c) between layer 3 and the clamp surface

Figure 6.12 and Figure 6.13 present the model contact status predictions for the same ACSR Drake conductor submitted to deflection amplitudes Y_b of 0.3 mm and 0.9 mm, respectively. The figures display the interlayer contact points and the conductor-clamp contact lines. The reference position of the keeper edge (KE) and LPC defined in [15] (see Figure 6.2) are also identified in the graphs.

6.5 - MODEL RESPONSE ANALYSIS

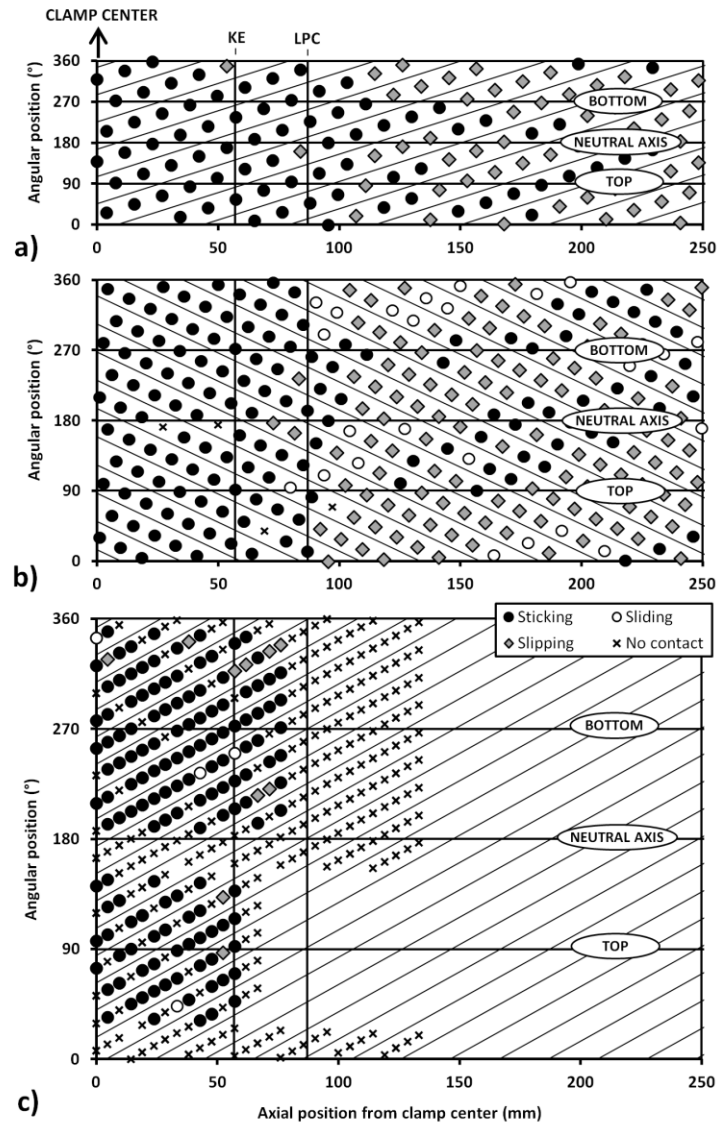


Figure 6.12 - ACSR Drake contact status mapping at $Y_b = 0.3$ mm for inter-wire contacts between (a) layers 1 and 2, (b) layers 2 and 3, and (c) between layer 3 and the clamp surface

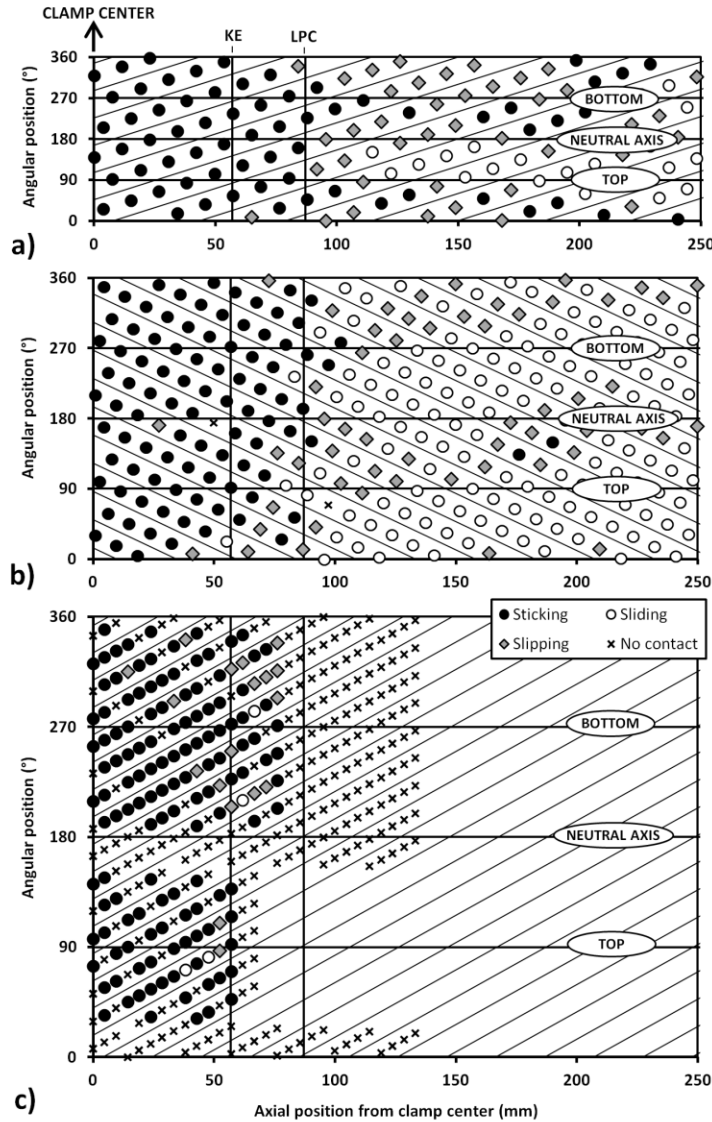


Figure 6.13 - ACSR Drake contact status mapping at $Y_b = 0.9$ mm for inter-wire contacts between (a) layers 1 and 2, (b) layers 2 and 3, and (c) between layer 3 and the clamp surface

Figure 6.12(c) and Figure 6.13(c) indicate that the KE positions given by the FE model perfectly match the experimental one. On the other hand, the predicted LPC are offset by close to 10 mm inward the suspension clamp from the reference position. The KE and LPC numerical positions are identified based on the last sticking positions on layer 3. There are many possible reasons for the observed differences. The first may be the effect of plastic deformations, for which the model does not account. These deformations adapt the conductor surface to the clamp shape, and consequently, tend to extend the contact area. The deviation could also be caused by some differences between the idealized numerical clamp profile and

6.5 - MODEL RESPONSE ANALYSIS

the real shape. Moreover, Ref. [72] indicates that LPC were measured with a thin steel strip inserted between the conductor and the clamp. In reality, the strip thickness caused an inevitable overestimation of the LPC positions. Nevertheless, despite the variations in LPC locations, the predicted contact statuses are representative of the experimental observations published by Zhou et al. [38]. The authors reported some fretting traces between the KE and LPC positions. These fretting spots could be associated with slipping movements.

A comparison between the $Y_b = 0.3$ mm and $Y_b = 0.9$ mm cases (Figure 6.12 and Figure 6.13) shows a global extension of the contact slipping zones with a Y_b increase. This observation should be considered as indicative of more damaging conditions resulting from Y_b augmentations.

When considering the layer 2-3 interface, the graphs in Figure 6.12 and Figure 6.13(b) indicate that a majority of the contact points are under a slipping condition when $Y_b = 0.3$ mm, while they are in a sliding state with $Y_b = 0.9$ mm. On the other hand, Figs. 12 and 13 (a) show similar contact conditions for both deflection amplitudes between layer 2-1, although a few contact points start sliding with $Y_b = 0.9$ mm. This tends to indicate that increasing Y_b should cause more fretting damage to the inner layer contact interfaces. This should in turn ultimately result in higher probabilities of inner wire failure. This deduction is in line with general observations published respecting the conductor fatigue phenomenon [3].

Figure 6.14 and Figure 6.15 also map the contact statuses established for the ACSR Bersfort case when $Y_b = 0.32$ mm and 0.76 mm, respectively.

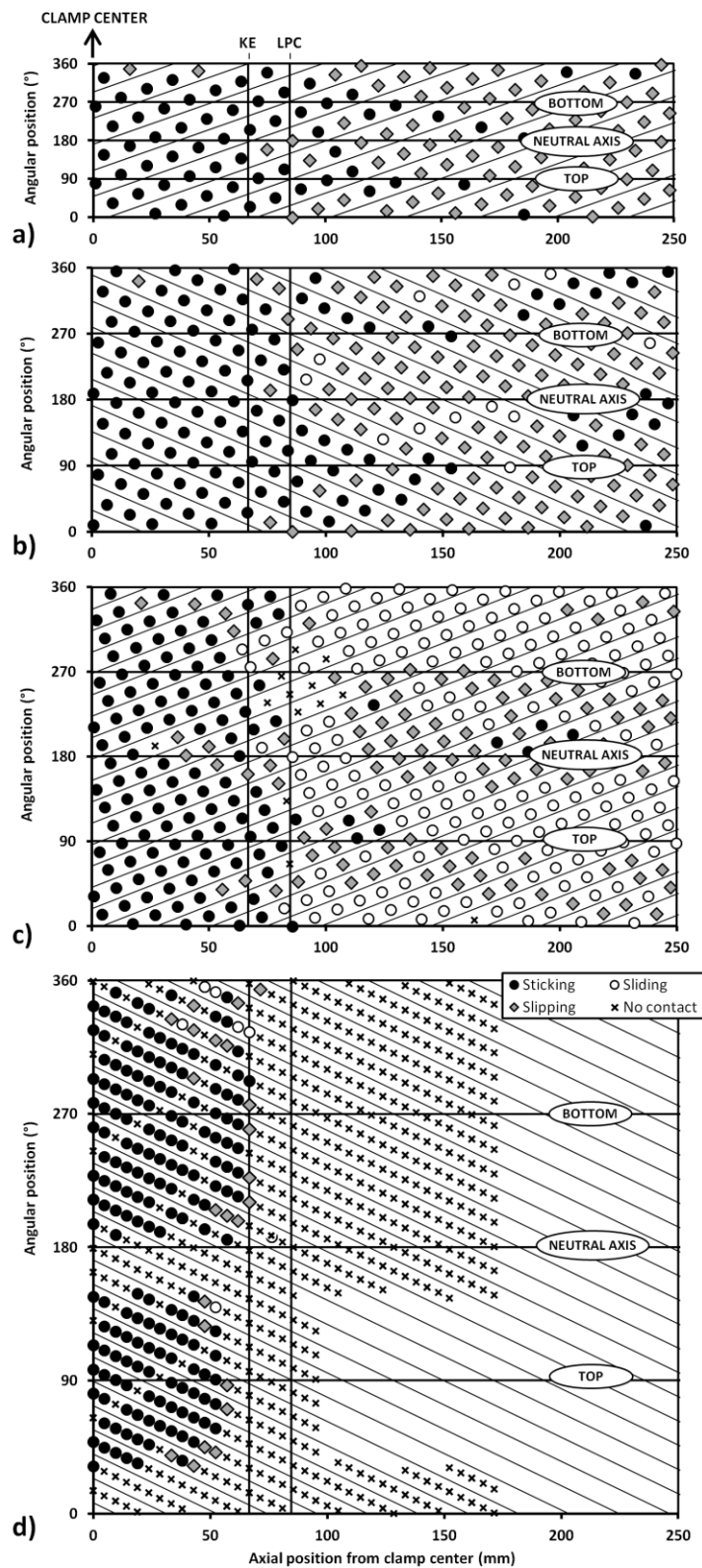


Figure 6.14 - ACSR Bersfort contact status mapping at $Y_b = 0.32$ mm for inter-wire contacts between (a) layers 1 and 2, (b) layers 2 and 3, (c) layers 3 and 4, and (d) between layer 4 and the clamp surface

6.5 - MODEL RESPONSE ANALYSIS

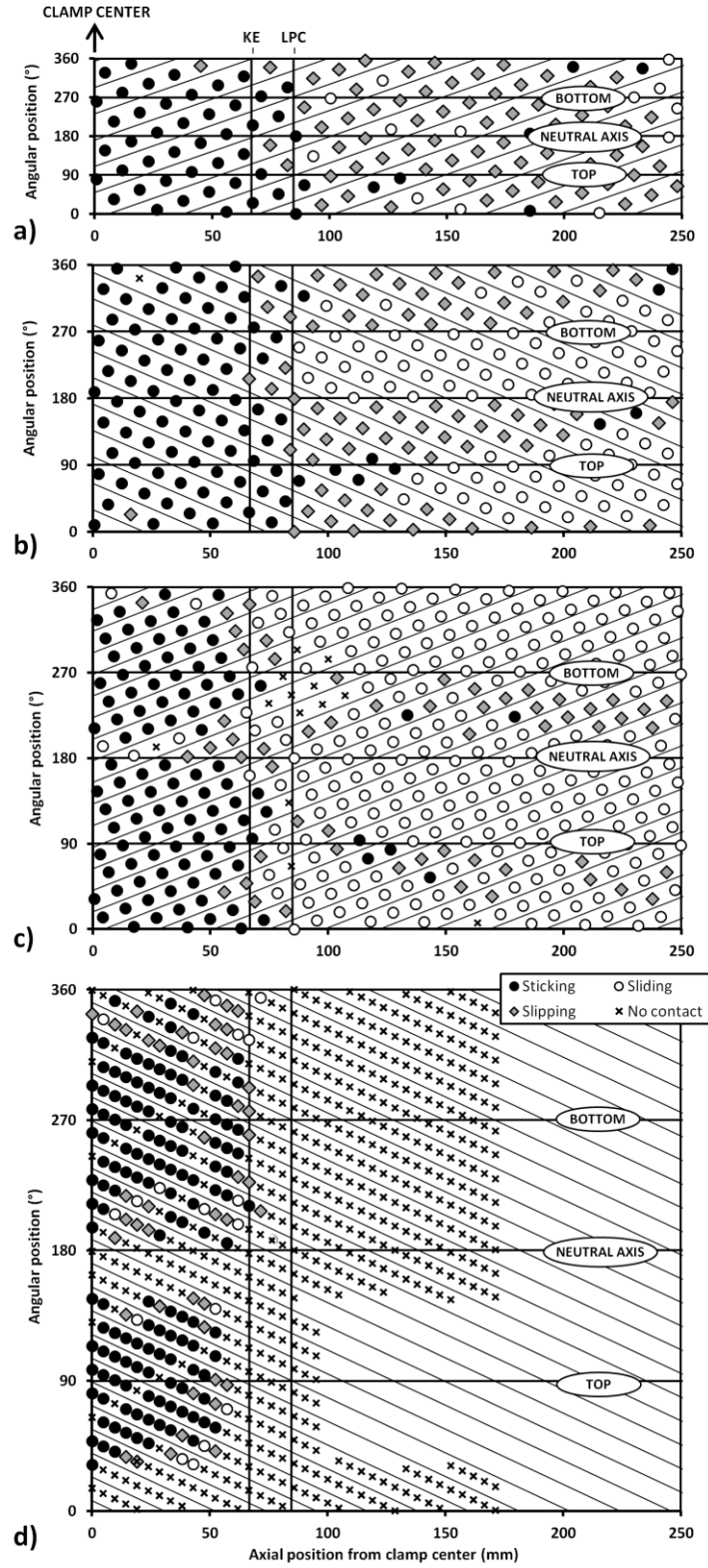


Figure 6.15 - ACSR Bersfort contact status mapping at $Y_b = 0.76$ mm for inter-wire contacts between (a) layers 1 and 2, (b) layers 2 and 3, (c) layers 3 and 4, and (d) between layer 4 and the clamp surface

When considering the KE and LPC locations, Figure 6.14 and Figure 6.15(d) display responses similar to those presented in Figure 6.12 and Figure 6.13(c). In reality, the predicted KE determined for a given profile radius $R_{K,I}$ (Figure 6.2) does not correspond to the reference position; the KE position given in [124] for the ACSR Bersfort test refers to the end of the keeper instead of the last contact point. In other words, the KE position reported in [124] does not account for the profile radius. Moreover, compared to the results of the ACSR Drake, more contacts at the Bersfort conductor-clamp interface (Figure 6.14 and Figure 6.15(d)) demonstrate slipping/sliding conditions. This situation is more significant when $Y_b = 0.9$ mm. Since the same clamping torque is applied to both conductors, with the additional wire layer of the Bersfort conductor, the force is distributed on more wires, and therefore generates a lower clamping pressure. The frictional forces are consequently also lower. As a result, fewer contact points can sustain sticking conditions.

Finally, when considering the interlayer interfaces, as earlier, with the Drake conductor, as Y_b increases, the contact points move from a sticking status to slipping and to sliding.

The results presented in Figure 6.12 to Figure 6.15 show that the model provides valuable descriptions of the contact conditions prevailing in the vicinity of the clamped region. This information is required to identify the conductor regions prone to fretting damage. In addition to the conductor geometry, these zones mainly depend on the clamp shape and the nature of the wind-induced loads. These loads are herein represented by Y_b .

6.5.2 Wire stress distribution

The proposed modeling approach also provides a direct evaluation of the efforts induced in the conductor wires. Thus, this section analyses the stress distributions established in the wires of the two ACSR studied. Since analyzing the wire stresses in terms of tension (σ_t) and bending (σ_b) stresses is more meaningful, the directional components C , L and R introduced in section III are rearranged with eqs. (6.5) and (6.6) below [72] as follows:

$$\sigma_t = (\sigma_L + \sigma_R)/2 \quad (6.5)$$

$$\sigma_b = \sigma_C - \sigma_t \quad (6.6)$$

6.5 - MODEL RESPONSE ANALYSIS

Figure 6.16 and Figure 6.17 present the alternate part of the tension ($\sigma_{a,t}$) and bending ($\sigma_{a,b}$) stresses along with their combination ($\sigma_{a,t+b} = \sigma_{a,t} + \sigma_{a,b}$) calculated for the ACSR Drake layers 2 and 3, respectively. The graphs display the stress distributions for the complete layers (over 360 deg.) and along the longitudinal z direction, relative to L_{LPC} . They also include a 50 mm evaluation length inward the clamps. Figure 6.18 and Figure 6.19 adopt the same stress representation for the ACSR Bersfort layers 3 and 4

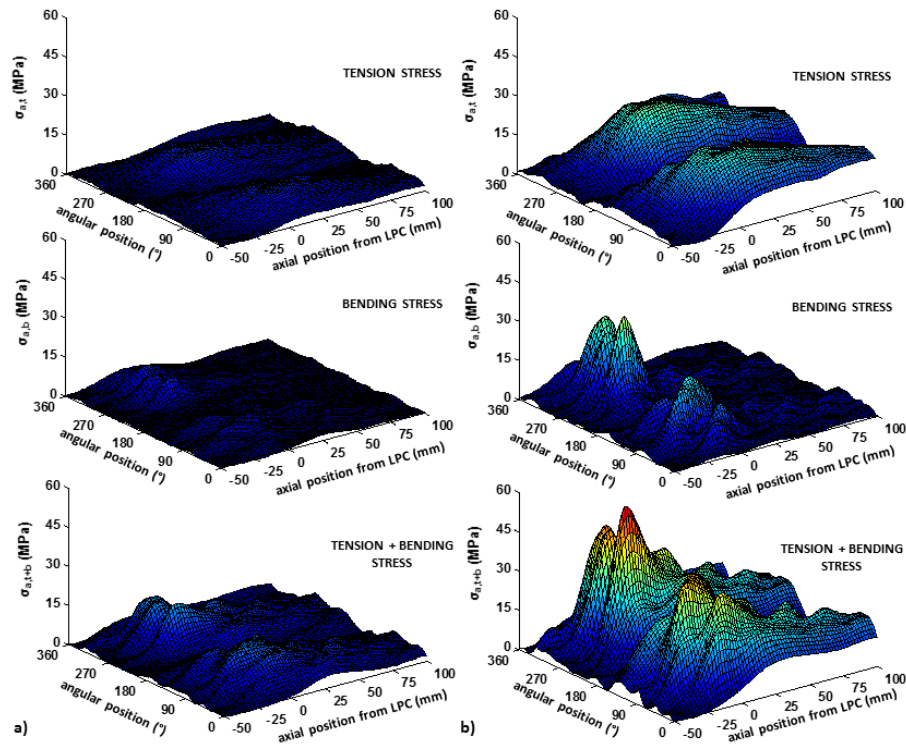


Figure 6.16 - Stress amplitude distributions $\sigma_{a,t}$ (upper charts), $\sigma_{a,b}$ (middle charts) and $\sigma_{a,t+b}$ (lower charts) for ACSR Drake wires of layer 2 for (a) $Y_b = 0.30$ mm and (b) $Y_b = 0.90$ mm

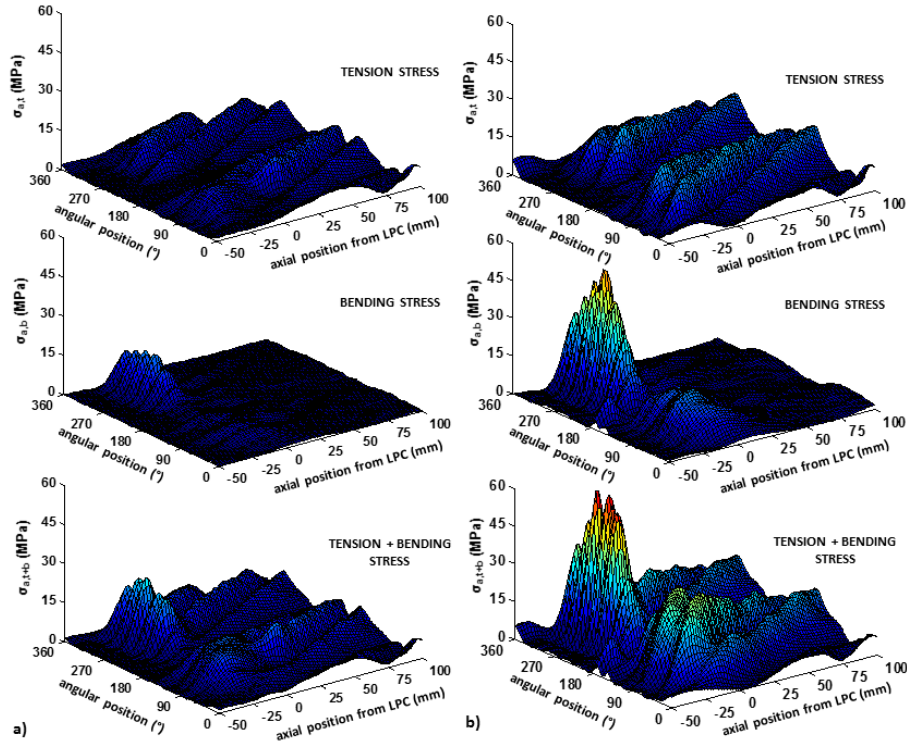


Figure 6.17 - Stress amplitude distributions $\sigma_{a,t}$ (upper charts), $\sigma_{a,b}$ (middle charts) and $\sigma_{a,t+b}$ (lower charts)) for ACSR Drake wires of layer 3 for (a) $Y_b = 0.30$ mm and (b) $Y_b = 0.90$ mm

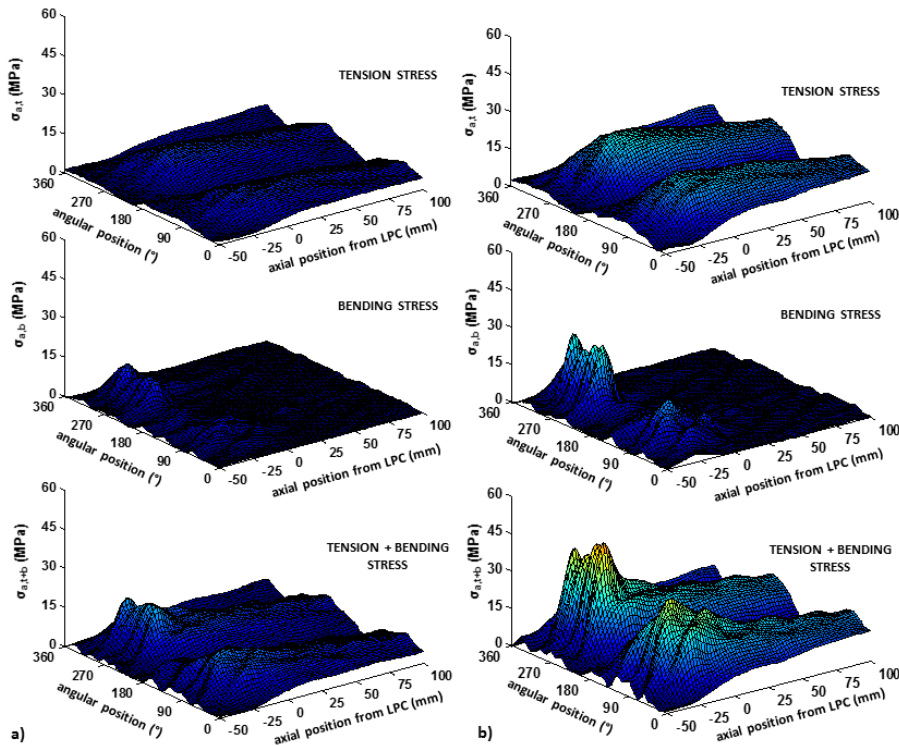


Figure 6.18 - Stress amplitude distributions $\sigma_{a,t}$ (upper charts), $\sigma_{a,b}$ (middle charts) and $\sigma_{a,t+b}$ (lower charts) for ACSR Bersfort wires of layer 3 for (a) $Y_b = 0.32$ mm and (b) $Y_b = 0.76$ mm

6.5 - MODEL RESPONSE ANALYSIS

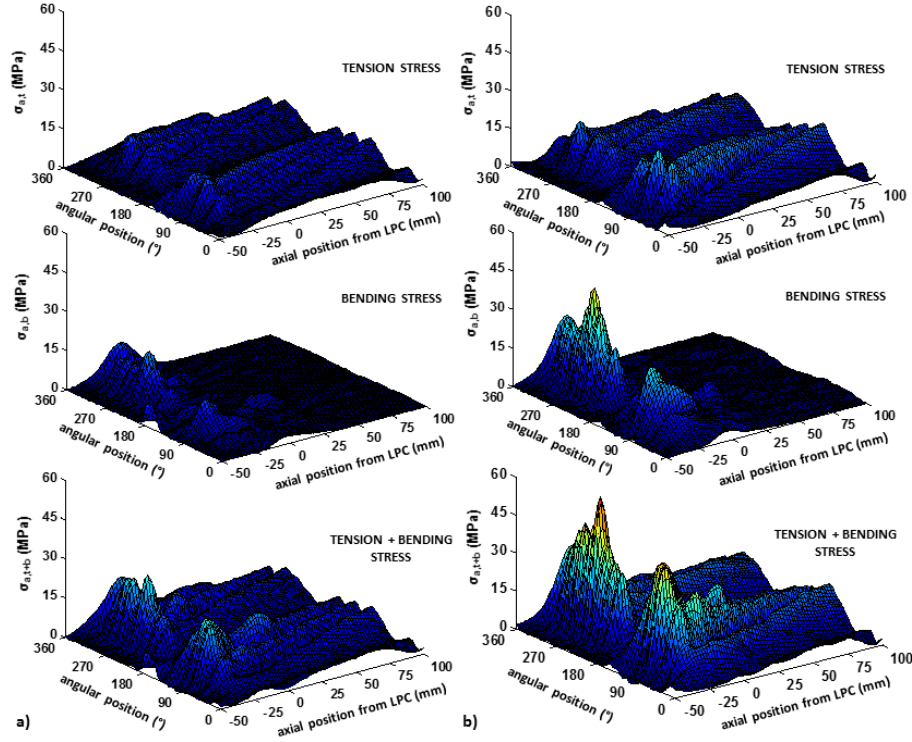


Figure 6.19 - Stress amplitude distributions $\sigma_{a,t}$ (upper charts), $\sigma_{a,b}$ (middle charts) and $\sigma_{a,t+b}$ (lower charts) for ACSR Bersfort wires of layer 4 for (a) $Y_b = 0.32$ mm and (b) $Y_b = 0.76$ mm

A rapid inspection of these figures reveals that Y_b augmentations generate significant stress amplitude increases. Moreover, in agreement with the experimental failure observations published in [127], Figure 6.16 and Figure 6.17(a) indicate that the most solicited wires show up among the wires of the external layer close to the conductor-clamp contact region (270 deg. bottom position). More interestingly, at a high deflection amplitude ($Y_b = 0.9$ mm), the ACSR Drake inner layer 2 (Figure 6.17(b)) withstands $\sigma_{a,t+b}$ stress levels equivalent to those of the external layer presented in Figure 6.17(b). This condition suggests equivalent probabilities of wire failure in both layers. Moreover, for both of them, the global evaluation offered with $\sigma_{a,t+b}$ appears to be dominated by the bending component $\sigma_{a,b}$. On the other hand, the lower amplitude of Y_b evaluated in Figure 6.18 and Figure 6.19(b) ($= 0.76$ mm) is apparently not high enough to get the stress in layer 3 to the level imposed on layer 4. However, the dominating influence of the bending contribution remains clear for both tested Y_b .

Levesque et al.'s experimental studies [72], [112], [124] reported that at the clamp exit, near LPC, the wires mostly sustain a tension stress ($\sigma_{a,t}$), while the bending stress ($\sigma_{a,b}$) remains

practically negligible. The stress distributions presented in Figure 6.16 to Figure 6.19 agree with this observation. However, the present study indicates that between KE and LPC, the stresses are no longer driven by the alternating tension, but by an alternating bending stress ($\sigma_{a,b}$) with an amplitude considerably higher than $\sigma_{a,t}$. This phenomenon is more significant at the bottom (270 deg.), but is also visible at the top (90 deg.). Because of experimental limitations, the approach exploited by Lévesque and his coauthors could not capture this important aspect.

Experimental evidence available in the literature corroborates the above observation. For example, the FE model established maximum values of 23.2 MPa, 43.4 MPa and 56.6 MPa for $\sigma_{a,t}$, $\sigma_{a,b}$ and $\sigma_{a,t+b}$ in the outer layer of the ACSR Bersfort submitted to $Y_b = 0.76$ mm (Figure 6.19(b)). Fatigue tests conducted by Lévesque [127] on the same conductor at a similar deflection amplitude ($Y_b = 0.75$ mm) and setup lead to wire failures between 1 and 2 Mcycles. These fatigue life measurements are close to the 2-3 Mcycles obtained by Lanteigne [128] during fretting fatigue tests carried out on single wires submitted to bending loads with $\sigma_{a,b}$ between 45 and 55 MPa. For comparison purposes, fretting tests realized by Zhou et al. [129] on wires submitted to tension loads ($\sigma_{a,t}$) conclude that below $\sigma_{a,t} = 20$ MPa, fretting effects are negligible. This $\sigma_{a,t}$ threshold value is very close to the tension values measured in Ref. [72], as well as to the numerical results obtained in the present study. On the other hand, the bending stresses considered in [128] correspond to the $\sigma_{a,b}$ value established with the present FE model. It therefore appears reasonable to conjecture that the combined value $\sigma_{a,t+b} = 56.6$ MPa describes the stress state that leads to wire failures in [127].

As a complement to the conclusion drawn in Ref. [72], it appears that the alternating bending wire stress $\sigma_{b,t}$ is highly influential between KE and LPC, and must be included in evaluations of wind-induced wire stresses effective close to suspension clamps. By considering both stress components, the combined $\sigma_{a,t+b}$ stress evaluation provides sufficient information.

6.6 Conclusion

This paper presented a FE modeling approach for the analysis of conductor-clamp systems submitted to cyclic bending loads. Based on a 3D discretization of the conductor made of

6.6 - CONCLUSION

beam elements associated with a line-to-line contact algorithm, the proposed model takes into account all inter-wire frictional contacts. The suspension clamp body is integrated through a surface representation, where the clamping forces are incorporated via a line-to-surface contact method.

Comparisons with published strain measurements conducted on two conductor-clamp systems highlight the precision of the proposed FE strategy; the developed model provides a wire scale description of the conductor efforts caused by static and dynamic loadings.

Analyses of the model predictions also demonstrate the capacity of the approach to provide reliable descriptions of the contact point conditions in force at both interlayer and conductor-clamp interfaces. This information is crucial for identifying regions prone to fretting damage.

Finally, an analysis of stress distributions revealed that conductor wires mainly sustain tension loads near the clamp exit, but support larger bending stresses in-between KE and LPC positions. These dominant bending stresses must therefore be included in fatigue life assessments of overhead conductors.

Considering the precision and detailed information the proposed FE modeling strategy provides, it represents a useful design tool for suspension clamp systems.

CHAPITRE 7

ANALYSE DE LA FATIGUE DES CONDUCTEURS PAR UNE APPROCHE MULTI-ÉCHELLES

Simultanément aux développements des chapitres 4 à 6, des travaux exploratoires ont mené à l'élaboration d'un concept novateur d'analyse multi-échelles de la fatigue des conducteurs. L'approche est essentiellement fondée sur l'hypothèse qu'il est possible de reproduire expérimentalement à l'échelle des brins, les conditions d'endommagement en *fretting* à partir des charges locales calculées numériquement avec un modèle pince/conducteur. Ces travaux montrent une application de l'approche numérique développée dans ce projet de doctorat selon une perspective plus large visant à accéder à une caractérisation détaillée de l'endommagement des conducteurs.

Tel qu'annoncé au chapitre 3, ce travail constitue un complément aux études numériques des chapitres précédents. Ainsi, l'objectif de ce chapitre vise à établir les bases du concept d'analyse multi-échelles, ses principes ainsi que les aspects généraux de sa mise en application. Certains aspects techniques, liées notamment au montage expérimental ne sont pas détaillés dans ce chapitre, le but étant plutôt de démontrer la pertinence du concept proposé en vue de sa mise en œuvre future de façon vraiment optimale.

7.1 Concept d'analyse multi-échelles

Ce concept d'analyse est motivé par le besoin essentiel de caractériser les mécanismes d'endommagement locaux en *fretting* en relation directe avec les conditions de sollicitation globales des systèmes pince/conducteur. Une meilleure compréhension des phénomènes moteurs de la fatigue des conducteurs permettrait ainsi la formulation de lois d'endommagement plus appropriées offrant des prédictions plus justes de leur durée de vie résiduelle (N_f).

L'approche proposée consiste ainsi à reproduire expérimentalement les conditions d'endommagement en *fretting* en imposant à un brin d'aluminium les charges locales obtenues

par modélisation globale d'un système pince/conducteur (Figure 7.1). D'autres études proposent l'analyse expérimentale de l'endommagement des conducteurs à l'échelle des brins. Leghzaoui [130] a réalisé des essais de fatigue en *fretting* sur éprouvettes d'aluminium 1350-H19 usinées, tandis que Zhou et al. [129] ont plutôt effectués leurs essais directement sur des brins de conducteur selon une charge de contact normale (P) et une tension (T) variable, contrôlée en déformation. Dans les deux cas, les charges induites aux spécimens ne sont pas en lien directe avec les conditions de sollicitations du conducteur.

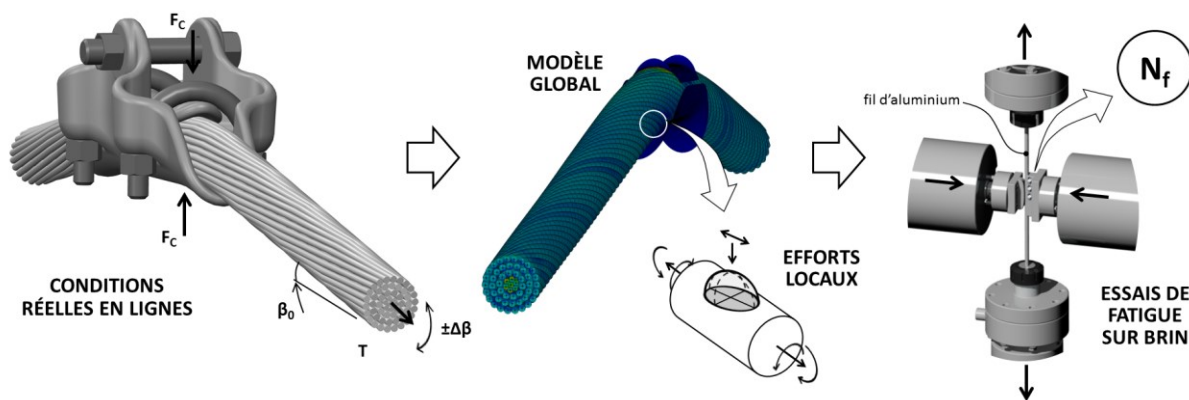


Figure 7.1 – Schématisation de l'approche multi-échelles d'analyse de la fatigue des conducteurs

En fait, ces études visent plutôt une caractérisation du comportement en fatigue à l'échelle des brins selon un spectre large de chargement, de sorte à établir les interrelations entre les paramètres P et T , par rapport à l'endommagement en *fretting*. Ainsi, en étant découplés des efforts réellement induits aux conducteurs, cela limite la transposition de ces résultats à l'interprétation des mécanismes d'endommagement de ces derniers. L'approche proposée amène précisément ce lien essentiel par un couplage multi-échelles de la modélisation numérique et les paramètres de chargement locaux imposés au brin testé.

7.2 Approche multi-échelles en chargement axial

Puisque les développements liés à l'approche ont été menés parallèlement à ceux de la stratégie de modélisation, les paramètres de chargement locaux n'étaient pas disponibles au

7.2 - APPROCHE MULTI-ÉCHELLES EN CHARGEMENT AXIAL

départ. Ainsi, selon l'hypothèse d'une sollicitation des brins principalement en tension (T), telle qu'observée dans les travaux de Lévesque et al. [72], une configuration axiale ne considérant que les paramètres P et T est adoptée ici.

L'application des charges locales P et T est inspirée de la méthode d'essai développée par Wittkowsky [131] où le spécimen fixé à l'une de ses extrémités est sollicité en tension à l'autre (Figure 7.2). L'effet du contact (P) est induit par des coussinets dont la forme peut être adaptée à tous type d'interface. En fonction des combinaisons P et T appliquées, il en résulte des efforts tangentiels (Q) variable permettant de générer différents régimes d'endommagement en *fretting* (voir section 2.1.3). La versatilité de cette méthode étant tout indiquée au contexte des systèmes pince/conducteur propices à différentes configurations d'endommagement locales, celle-ci a donc adoptée dans cette étude.

Ainsi, la configuration proposée en chargement axial prévoit une tension initiale ou moyenne (T_0) à laquelle est ajoutée une force de contact normale (P) statique. La sollicitation en fatigue est induite par une variation sinusoïdale de la tension ($\pm \Delta T$).

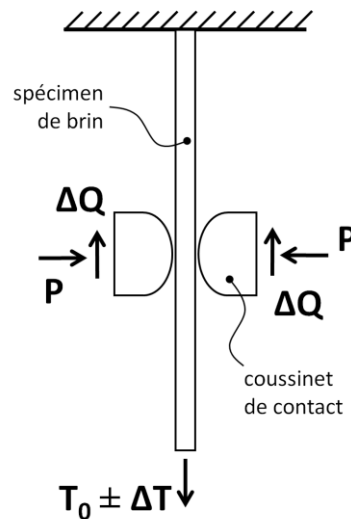


Figure 7.2 - Schématisation du chargement axial

7.2.1 Montage à chargement axial

Le concept montré à la Figure 7.2 est intégré via un montage cruciforme composé de quatre vérins hydrauliques asservis permettant une grande flexibilité au plan des combinaisons de

chargement (Figure 7.3). Ces travaux étant de nature exploratoire, l'application de la méthode expérimentale a été adaptée aux équipements déjà disponibles, limitant ainsi les coûts de développement. Par conséquent, quatre vérins de 250 kN sont utilisés dans le montage présenté à la Figure 7.3 qui, malgré leur surdimensionnement à l'égard de la taille des brins, permettent tout de même un contrôle en chargement cyclique jusqu'à une fréquence 30 Hz.

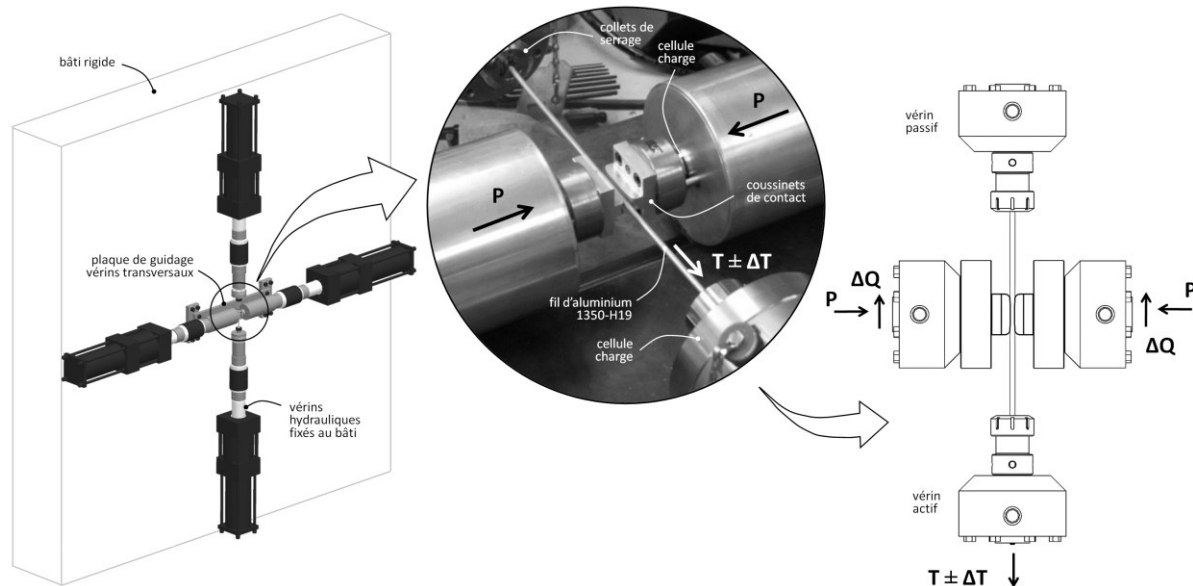


Figure 7.3 - Configuration du montage expérimental en chargement axial

Dans ce montage, seul le vérin induisant la charge $T_0 \pm \Delta T$ est actif en direction axiale, tandis que les vérins transversaux maintiennent une force P constante. L'intensité des charges est mesurée par l'intermédiaire de cellules de force.

Le maintien des spécimens de brin testés est assuré à chaque extrémité par des collets de serrage entre lesquels une longueur d'environ 350 mm est préservée. Puisque les premiers bris en fatigue s'observent surtout aux contacts pince/conducteur [39], [40], des coussinets de contact représentant ce type d'interface sont employés (Figure 7.4).

7.2 - APPROCHE MULTI-ÉCHELLES EN CHARGEMENT AXIAL

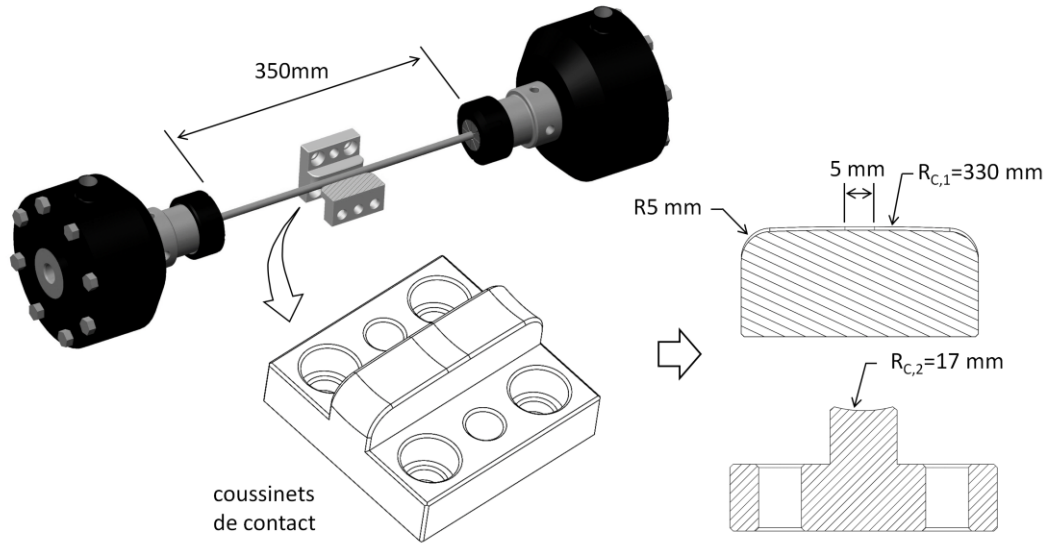


Figure 7.4 - Configuration des coussinets de contact

Les coussinets de contact sont fabriqués en aluminium A356-T6 avec des rayons de courbure $R_{C,1}$ et $R_{C,2}$ correspondant aux dimensions de la pince de suspension étudiée au chapitre 6 avec le conducteur ACSR Bersfort. Le profil longitudinal des coussinets comporte également une portion à courbure nulle afin de reproduire l'effet du contact linéique avec la pince. En pratique, la simulation d'un contact pince/conducteur nécessiterait un coussinet reproduisant un contact de type inter filaire (c.-à-d. contact radial) sur un des côtés du spécimen. Néanmoins, l'objet de l'étude expérimentale était d'abord de démontrer la validité du concept multi-échelle, une configuration symétrique de part et d'autre du brin a été utilisée.

7.2.2 Paramètres d'essai

Les brins testés en chargement axial sont en aluminium 1350-H19 et d'un diamètre (d_s) de 5mm. Afin d'obtenir rapidement des ruptures en *fretting*, une charge alternée en tension (ΔT) élevée (900N) est imposée, alors que la tension initiale T_0 est fixée à 1100 N de sorte que le spécimen demeure en tension. Ce chargement représente une contrainte moyenne $\sigma_{m,t}$ de 56 MPa et une amplitude $\sigma_{a,t}$ de 46 MPa. Une force normale (P) de 1000 N similaire aux valeurs employées dans l'étude de Zhou et al. [129] est d'abord induite. Puis, une valeur réduite de 500 N est testée de sorte à observer l'effet de ce paramètre sur l'endommagement en *fretting*. Le Tableau 7.1 résume les paramètres d'essai employés.

Tableau 7.1 - Paramètres d'essai en chargement axial

# Configuration	d_s (mm)	T_0 (N)	ΔT (N)	P (N)
A1	5,0	1100	900	1000
A2	5,0	1100	900	500

7.2.3 Résultats expérimentaux

En raison des niveaux de contrainte de tension élevés, plusieurs des essais se sont soldés par des ruptures à l'extérieur de la zone de contact, à des points de singularité comme les collets de serrage. Des ruptures de brin en *fretting* ont néanmoins été observées. La Figure 7.5 montre quelques exemples.

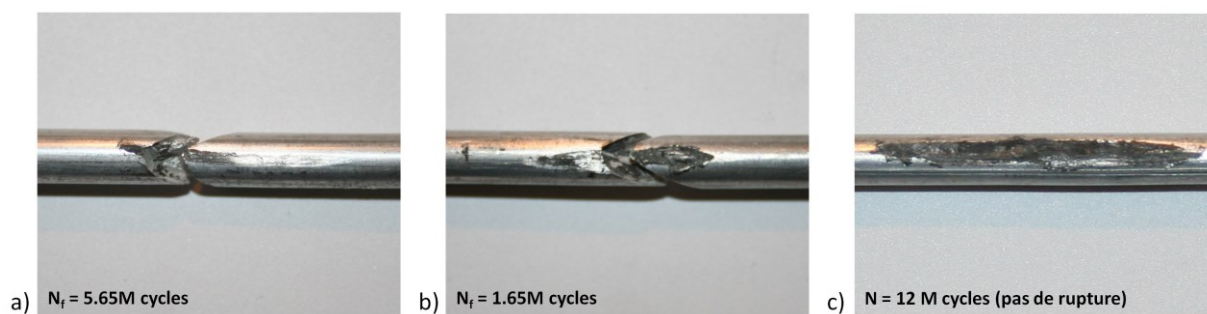


Figure 7.5 - Exemple de rupture et d'usure en fretting obtenus des essais en chargement axial selon les configurations A1 (a) et A2 (b et c)

La Figure 7.5a présente une rupture en *fretting* obtenue à 5.65 Mcycles avec la configuration de chargement A1. Tandis qu'avec la réduction de la force normale P (configuration A2), l'effet du fretting semble beaucoup plus sévère et la rupture est beaucoup plus rapide (Figure 7.5b). Par contre, la configuration A2 conduit également à de l'usure en *fretting* ne causant pas la rupture du brin, mais plutôt un endommagement sévère en surface (Figure 7.5c).

Ces résultats démontrent que l'adaptation de la configuration d'essai de Wittkowsky et al. [131] (Figure 7.2) à un contact pince/conducteur permet de reproduire des conditions d'endommagement en *fretting*. Par contre, les valeurs de N_f observées paraissent relativement élevées considérant les niveaux de chargement sévères en tension. D'ailleurs, dans la lignée

7.3 - APPROCHE MULTI-ÉCHELLES EN CHARGEMENT BIAXIAL

des conclusions du chapitre 6, les mesures de déformation de Lévesque et al. [72] sur un conducteur ACSR Bersfort révèlent des amplitudes de contrainte en tension ($\sigma_{a,t}$) de l'ordre de 18.5 MPa^4 et une amplitude de déflexion Y_b de 0.76 mm . Or, des essais de fatigue sur ce même conducteur avec un Y_b équivalent (c.-à-d. 0.75 mm) [39] présentent des valeurs moyennes pour N_f de 1.37 Mcycles . Ainsi, les résultats d'essai présentés plus haut ne concordent pas avec ces observations, où la contrainte $\sigma_{a,t}$ induite correspond à près de 2.5 fois le niveau de tension mesuré, tout en conduisant à des durées de vie N_f considérablement supérieures aux observations réalisées lors d'essais de fatigue sur conducteurs complet. Par conséquent, l'hypothèse d'une sollicitation en tension dominante des brins paraît insuffisante pour reproduire adéquatement des conditions locales d'endommagement en fatigue des conducteurs aux des pinces de suspension.

7.3 Approche multi-échelles en chargement biaxial

À la lumière des constatations de la section précédente, mais surtout à la suite des conclusions du chapitre 6 démontrant la prépondérance des efforts en flexion, l'approche multi-échelles est adaptée ici afin d'inclure la sollicitation en flexion du brin. Cet ajout à la configuration du chargement se traduit par un déplacement transversal alterné ($u_0 + \Delta u$) imposé aux coussinets de contact (Figure 7.6).

⁴ Considérant l'amplitude déformation maximale en tension ($\epsilon_{a,t}$) de $268 \mu\text{m/m}$ obtenue dans [72] à $Y_b = 0.76 \text{ mm}$, la contrainte $\sigma_{a,t}$ est obtenue simplement comme suit : $\sigma_{a,t} = E\epsilon_{a,t} = 69 \text{ GPa} \times 268 \mu\text{m/m} = 18.5 \text{ MPa}$

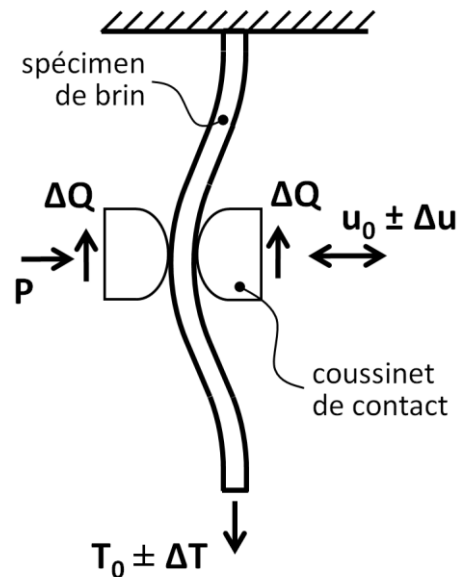


Figure 7.6 - Schématisation du chargement biaxial

7.3.1 Montage à chargement biaxial

Comparativement à la configuration en chargement axial, la configuration biaxial comporte seulement un vérin transversal servant à induire la flexion dans le brin (Figure 7.7). Quant à la force normale (P), elle est plutôt induite au moyen d'une plaque flexible sur laquelle un des coussinets de contact est fixé alors que des vis d'ajustement situées de part et d'autre du brin permettent l'application de P . La force P est mesurée par une cellule de charge au vérin (Figure 7.7). Les détails liés à la conception de ce dispositif, basés sur le principe des ressorts à lames, ont été élaborés par Omrani et sont décrits dans le document de référence [132]. Des vérins de 5 kN ont été employés avec le montage biaxial, ceux-ci étant plus appropriés aux charges considérées.

7.3 - APPROCHE MULTI-ÉCHELLES EN CHARGEMENT BIAXIAL

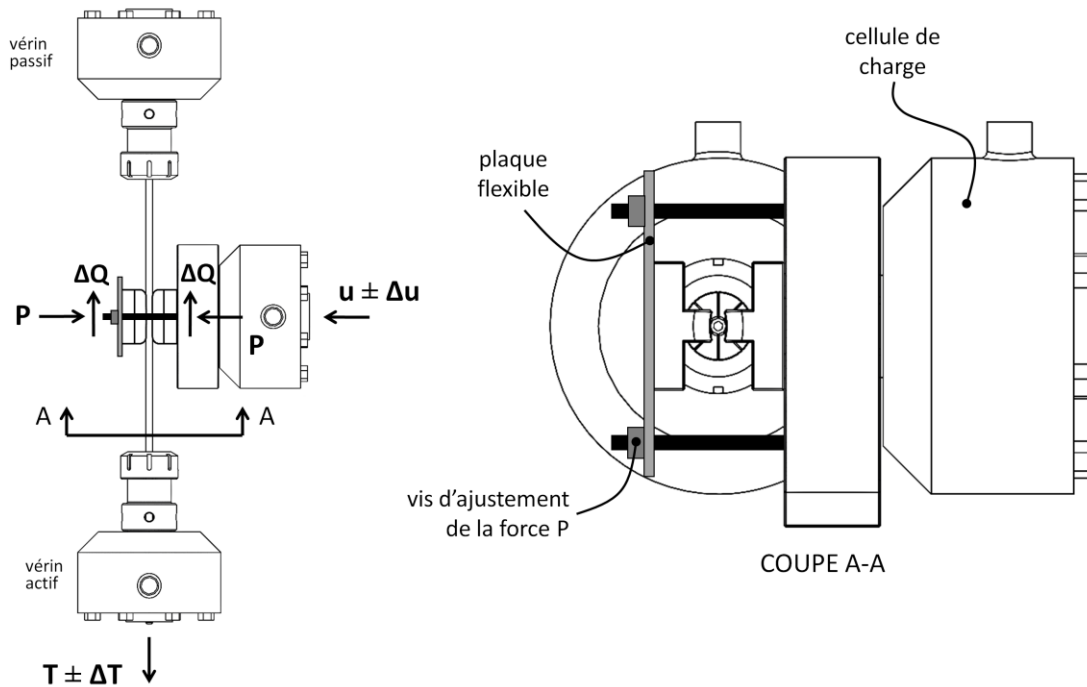


Figure 7.7 - Configuration du montage en chargement bi axial

7.3.2 Méthodologie d'application de l'approche multi-échelles

Au moment d'intégrer la flexion à l'approche multi-échelles, le stade de développement du modèle numérique permettait une évaluation des conditions de sollicitation locales des brins. Ainsi, pour une configuration géométrique et de chargement externe donnée (ex. : configurations décrites aux tableaux 6.3 et 6.4), les résultats de simulation d'un système pince/conducteur permettent l'évaluation des efforts locaux.

La formulation du modèle numérique fournit directement les valeurs de T_0 , ΔT et P . Toutefois, les paramètres u_0 et Δu sont déduits des valeurs de contrainte de flexion (σ_b), et ce, en fonction des paramètres du montage expérimental, soit la longueur (L) et le diamètre (d_s) du spécimen ainsi que la géométrie du coussinet de contact. Afin de prendre en compte tous ces aspects, un modèle numérique simple peut être employé (Figure 7.8). Ce modèle reproduit la configuration du montage biaxial en ayant recourt aux mêmes techniques de modélisation appliquées au système pince/conducteur. Ainsi, le spécimen de brin est discrétisé avec des éléments poutres, tandis que des éléments de contact ligne/surface reproduisent l'effet du coussinet.

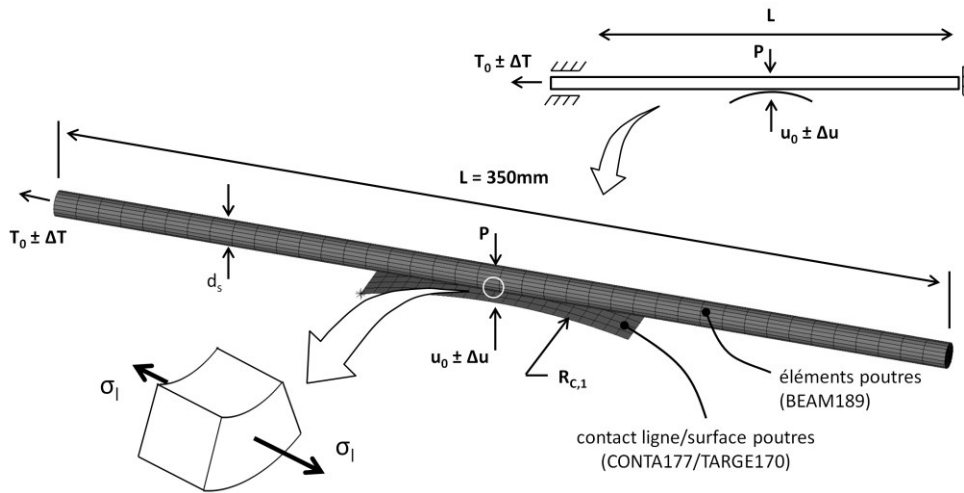


Figure 7.8 - Configuration du modèle local

Alors, pour un niveau de contrainte donné à l'échelle globale (σ_g), la déflexion u à induire au spécimen est obtenue du modèle local par un processus itératif de sorte que la contrainte locale (σ_l) au point critique considéré soit égale à σ_g . Dans le cas présent, le point critique se situe à la fibre extrême du brin située du côté en compression, ce point représente le contact pince/conducteur où le niveau de contrainte à atteindre est celui combinant l'effet de la tension et de la flexion (σ_{l+b}), tel que recommandé au chapitre 6 (Figure 7.8). La Figure 7.9 résume la démarche à suivre afin d'appliquer l'approche multi-échelles proposée à l'analyse en fatigue d'un système pince/conducteur.

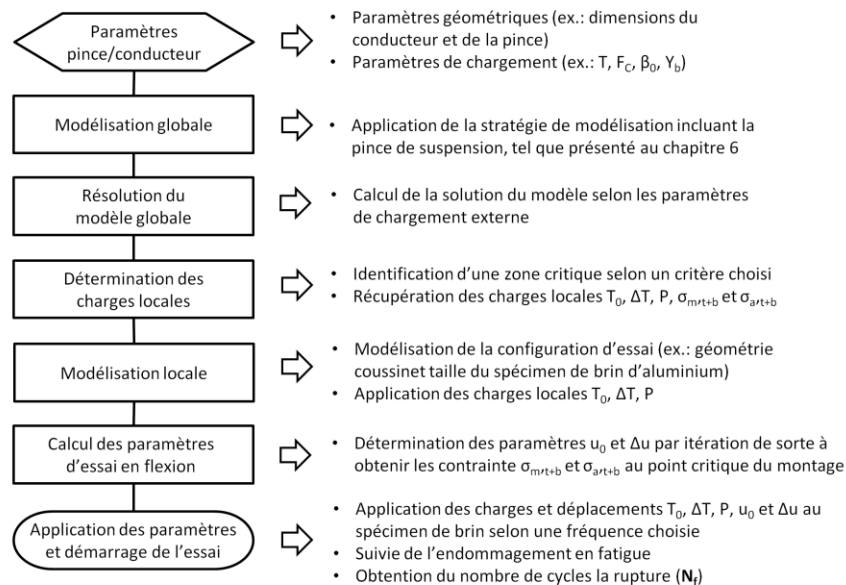


Figure 7.9 - Processus de mise en application de l'approche multi-échelles

7.3 - APPROCHE MULTI-ÉCHELLES EN CHARGEMENT BIAXIAL

7.3.3 Paramètres d'essai

En vue d'évaluer la capacité de l'approche multi-échelles à reproduire les conditions d'endommagement aux pinces de suspension, il est proposé d'appliquer la méthode à des cas d'analyse pour lesquels les conditions de chargement et la durée de vie en fatigue (N_f) sont connus. À ce propos, l'étude expérimentale réalisée par Lévesque [39] contient les informations nécessaires à la réalisation d'un tel plan d'expérience. Cette étude rapporte les résultats d'une campagne d'essais en fatigue avec conducteurs ACSR Bersfort selon des amplitudes de vibration Y_b de 0.6 et 0.75mm. Les paramètres de chargements pour ces deux configurations d'essai sont présentés au Tableau 7.2, tandis que la géométrie des pinces de suspension correspond aux paramètres du Tableau 6.3. Les temps de cycle moyens à la rupture des premiers brins (N_f) étaient respectivement de 2.55 et 1.37 Mcycles pour $Y_b = 0.6$ et 0.75mm [39].

Tableau 7.2 - Paramètres de chargement du système pince/conducteur

Paramètres	# Configuration	
	B1	B2
Y_b (mm)	0,60	0,75
T (kN)	45	45
F_C (kN)	82,2	82,2
β_P (°)	4,3	4,3
β_0 (°)	6	6

En reproduisant numériquement ces conditions d'essais selon la méthodologie présentée au chapitre 6, puis en appliquant l'approche multi-échelles selon le processus décrit à la Figure 7.9, les paramètres d'essais au Tableau 7.3 sont obtenus pour chaque amplitude Y_b .

Tableau 7.3 - Paramètres d'essai en chargement bi axial

# Configuration	Y_b (mm)	d_s (mm)	T_0 (N)	ΔT (N)	u_0 (mm)	Δu (mm)	P (N)
B1	0,60	4,22	572	264	4	1,24	386
B2	0,75	4,22	630	274	8,13	1,95	240

Ces combinaisons de chargement reproduisent localement les conditions de sollicitations les plus sévères relevées du modèle global à l'interface de contact pince/conducteur, près du *LPC* où les ruptures ont été observées dans l'étude de référence [39]. De manière plus précise, le point critique d'endommagement est associé dans le modèle numérique global à l'endroit où la contrainte alternée $\sigma_{a,t+b}$ est maximale au voisinage du *LPC*. Ainsi, une valeur maximale pour $\sigma_{a,t+b}$ de 47.0 MPa est obtenue à $Y_b = 0.6$ mm, tandis qu'elle est plutôt de 70.2 MPa pour $Y_b = 0.75$ mm. Ici, le niveau de contrainte observé pour le cas $Y_b = 0.75$ mm est supérieur à celui présenté à la Figure 6.19b pour une configuration pince/conducteur très similaire (c.-à-d. $\sigma_{a,t+b} = 56.6$ MPa pour $Y_b = 0.76$ mm). Ceci s'explique notamment par une force de serrage (F_C) plus élevée ici, mais aussi en raison de l'utilisation d'un coefficient de frottement (μ_a) de 0.7, au lieu de la valeur de 0.5 utilisée lors des études au chapitre 6. Ces deux facteurs combinés génèrent plus de restriction au glissement et semblent donc conduire à des niveaux de sollicitation en fatigue plus sévères. En ce qui concerne la force normale (P), puisque le montage ne peut qu'induire une charge statique, les valeurs présentées au Tableau 7.3 constituent les moyennes observées au point critique.

L'étude numérique des conditions de sollicitations locales à la pince de suspension révèle également un déphasage complet de 180° entre la variation des charges de tension et de flexion. Ainsi, les paramètres de chargement T et u du Tableau 7.3 sont induits au montage suivant les variations montrées à la Figure 7.10 ci-dessous.

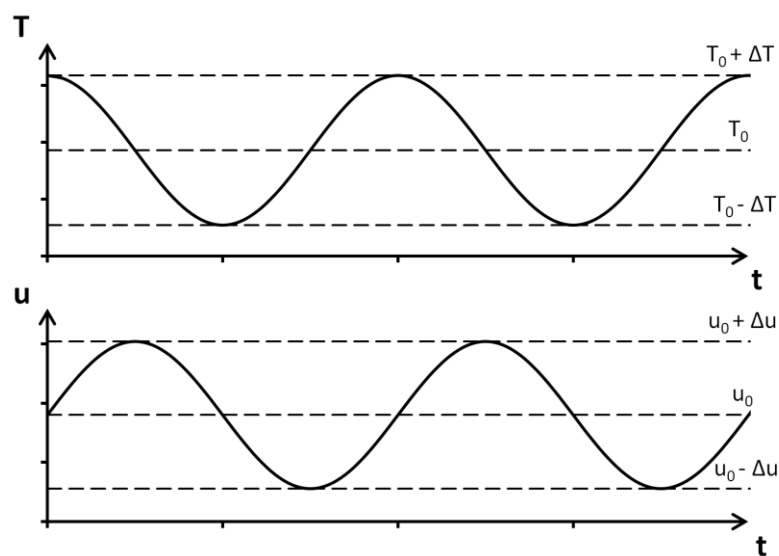


Figure 7.10 - Schématisation de la variation du chargement biaxial

7.3 - APPROCHE MULTI-ÉCHELLES EN CHARGEMENT BIAXIAL

7.3.4 Résultats expérimentaux

Comme pour la configuration en chargement axial, plusieurs ruptures hors de la zone de contact sont observées en mode biaxial, notamment au collet de serrage (Figure 7.11c). Toutefois, quelques bris ont été obtenus en *fretting* au centre et à la sortie de l'interface de contact avec le coussinet (Figure 7.11a et b). La Figure 7.12 montre d'ailleurs des exemples de bris en *fretting* obtenus pour la configuration d'essai B1 (voir Tableau 7.3) où, de façon similaire lors des essais sur pince/conducteur, l'amorce de la fissuration est située sur côté en compression du brin. Au niveau des coussinets de contact, la Figure 7.13 illustre le type d'endommagement en surface causé par l'action du *fretting*.

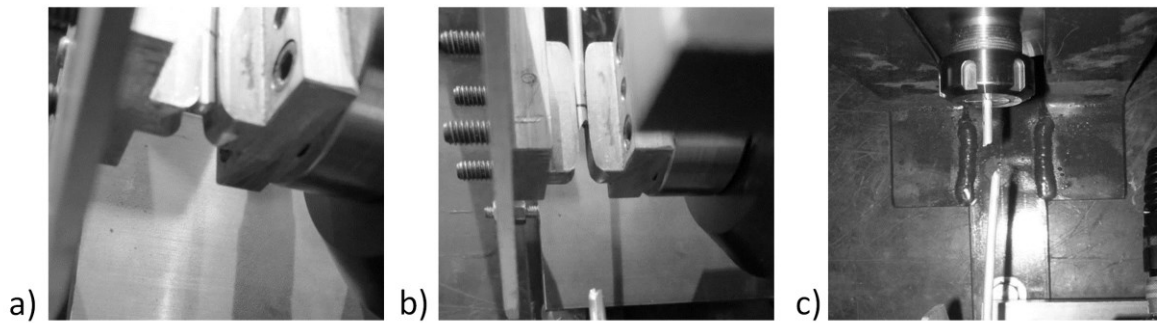


Figure 7.11 - Rupture du fil à la sortie (a) et au centre du contact (b), ainsi qu'au collet de serrage (c)

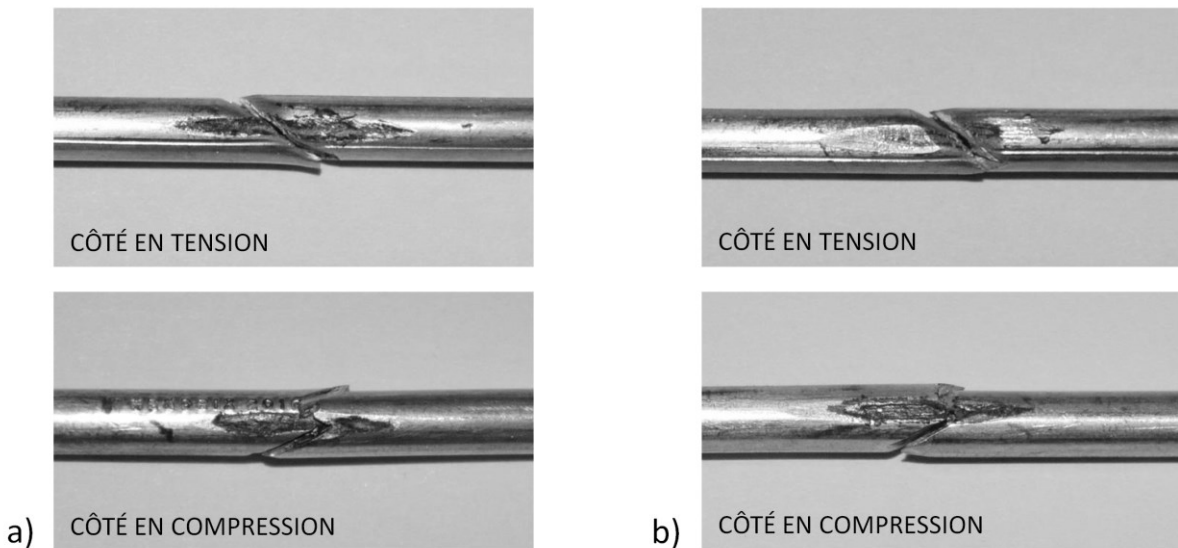


Figure 7.12 - Exemple de bris en *fretting* en chargement biaxial (configuration B1 essais 1 (a) et 2(b))

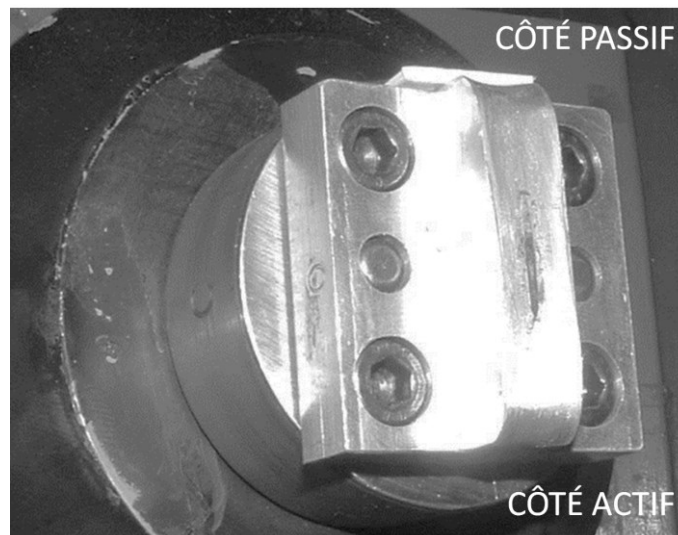


Figure 7.13 - Marque de fretting au coussinet de contact

Au total, neuf essais ont été réalisés en chargement biaxial: deux selon la configuration B1 ($Y_b = 0.6$ mm) et sept avec B2 ($Y_b = 0.75$ mm). Le Tableau 7.4 présente le nombre de cycles à la rupture (N_f) obtenus pour chacun de ces essais, ainsi que le lieu où ces bris se sont produits.

Tableau 7.4 - Durée de vie en fatigue (N_f) en chargement biaxial

Essai	Configuration	N_f (Mcycles)	Lieu de la rupture
1	B1	0,82	Centre du contact
2	B1	2,28	Centre du contact
3	B2	0,82	Près du collet de serrage
4	B2	0,91	Près du collet de serrage
5	B2	1,91	Centre du contact
6	B2	0,98	Sortie du contact
7	B2	0,82	Près du collet de serrage
8	B2	0,79	Près du collet de serrage
9	B2	0,96	Près du collet de serrage

En faisant abstraction des problèmes de rupture près des collets de serrage, il est possible de remarquer que les valeurs de N_f sont comparables aux essais de référence [39] (2.55 Mcycles pour B1 et 1.37 Mcycles pour B2) quand la rupture se produit en *fretting* au point de contact. Malgré certains aspects à améliorer, cette observation démontre bien les capacités de

7.4 - CONCLUSION

L'approche multi-échelles à reproduire des conditions d'endommagement locale en *fretting* qui permettent une évaluation réaliste et efficace de la durée de vie résiduelle des conducteurs. Par ailleurs, ce qui demeure encore plus intéressant est qu'en mettant en relief la contribution majeure des efforts en flexion à la fatigue des brins, ces résultats confirment les conclusions du chapitre 6.

7.4 Conclusion

Les travaux exploratoires présentés dans ce chapitre proposent une toute nouvelle approche d'analyse multi-échelles de la fatigue des conducteurs. Celle-ci rend maintenant possible l'interprétation directe des relations de cause à effets intervenant dans les mécanismes d'endommagement en *fretting*, par la combinaison efficace d'une modélisation numérique globale et d'une analyse expérimentale à l'échelle des brins d'aluminium.

Par ailleurs, les résultats d'essais conduisant à des durées de vie en fatigue réalistes ont démontré la validité de l'hypothèse de départ selon laquelle il est possible de reproduire expérimentalement les conditions d'endommagement en *fretting* sur un brin individuel, en lui imposant les charges locales calculées numériquement par modélisation numérique d'un système pince/conducteur.

D'autre part, une adaptation de l'approche à une configuration locale en chargement biaxial, incluant l'effet de la flexion, s'est révélée plus représentative des conditions de *fretting* avec des valeurs N_f correspondant aux observations expérimentales sur des systèmes pince/conducteur. Cela fait donc suite aux conclusions du chapitre 6 soulignant l'importance de la flexion et renforce d'autant plus la justesse de la stratégie de modélisation développée dans ce projet de doctorat.

Toutefois, tant les essais en mode axial que biaxial ont conduit à plusieurs cas de rupture hors de la zone de contact, près des collets de serrage. L'intensité des conditions de chargement étant près de la limite d'endurance du matériau explique en partie ces observations. Néanmoins, une amélioration du montage au niveau de la fixation des spécimens serait souhaitable afin d'atténuer les niveaux de contrainte aux extrémités.

Malgré une validation partielle de l'approche multi-échelles, les travaux présentés dans ce chapitre constituent les bases sur lesquelles une exploitation plus poussée de la méthode pourra être poursuivie. En lien avec le projet de recherche présentée dans cette thèse, l'approche multi-échelles proposée met en évidence les contributions des chapitres 4 à 6 et démontre leurs pertinences de par leur intégration directe dans un contexte plus large d'étude de la fatigue des lignes de transport électriques.

CHAPITRE 8

CONCLUSION ET RECOMMANDATIONS

L'un des enjeux majeurs des lignes de transport d'énergie électrique est l'évaluation de l'état des conducteurs en vue de prévoir et optimiser les interventions nécessaires au maintien de la fiabilité des réseaux. Toutefois, l'endommagement en fatigue des conducteurs implique des mécanismes complexes et difficiles à quantifier. L'estimation précise de leur durée de vie résiduelle est donc toujours hors de portée. Tel que montré au chapitre 2, une telle évaluation nécessite une caractérisation complète du phénomène. Or, le principal obstacle à sa mise en œuvre est le manque d'information précise concernant les conditions de sollicitation à l'échelle des brins résultant de la cinématique complexe qu'implique la géométrie toronnée des conducteurs.

8.1 Retour sur la problématique et les objectifs de recherche

S'inscrivant dans une démarche globale visant à terme une caractérisation complète de la fatigue des conducteurs, les travaux de recherche présentés dans cette thèse proposent une stratégie de modélisation par éléments finis des solides toronnés qui, appliquée à l'analyse des conducteurs sollicités en vibrations éoliennes, permet d'accéder aux charges et contraintes locales. Ces travaux répondaient ainsi à la question de recherche suivante:

Comment serait-il possible d'analyser de manière précise les conditions de sollicitations locales des brins d'un conducteur soumis à des vibrations éoliennes, en vue de prédire éventuellement sa durée résiduelle en fatigue?

Afin de répondre à cette question, le cadre théorique établi au chapitre 2 mettait à l'avant plan la complexité des mécanismes d'endommagement des conducteurs se produisant essentiellement en *fretting* aux pinces de suspension où les charges cycliques en flexion sont les plus sévères. Juxtaposée à l'évaluation usuelle de la fatigue des conducteurs selon les indicateurs externes Y_b et $f y_{max}$, cette description détaillée révélait l'incapacité de mener une étude plus poussée du phénomène avec les techniques actuelles.

Au sujet des méthodes théoriques applicables à l'analyse des conducteurs, une revue des modèles analytiques spécifiques aux solides toronnés démontrait leur incapacité à fournir une description suffisamment détaillée des niveaux de contrainte aux brins. Toutefois, un bref survol des principes de la mécanique du contact et de l'endommagement révélait que plusieurs outils déjà disponibles permettraient une analyse raffinée de l'endommagement local des brins. En fait, le principal frein à leur application à la fatigue des conducteurs est spécifiquement lié au manque d'information sur les charges locales induites aux brins.

Il en a été donc conclu que la solution à la question de recherche passait par une représentation numérique du problème. À ce propos, la méthode des éléments finis propose deux approches possibles: une modélisation (1) selon une discrétisation volumique avec éléments solides 3D et (2) selon une discrétisation des brins avec éléments poutres. La première approche offre théoriquement un niveau de détail capable de reproduire les champs de contrainte locaux, mais conduit à des modèles lourds qui dans la pratique limite son application à des cas d'analyse axiale pour de courts segments de toron (c.-à-d. ≈ 1 pas d'enroulement). À l'opposée, l'approche avec éléments poutres génère une discrétisation allégée, mais ne peut reproduire les déformations locales des brins causées par le contact. Dans les deux cas leur mise en application à l'analyse de la fatigue des conducteurs selon un chargement en flexion incluant l'effet des pinces de suspension n'est pas définie dans la littérature.

Cette description détaillée de la fatigue des conducteurs et des avenues possibles à sa caractérisation conduisait ainsi à une liste d'étapes importantes à accomplir en vue de fournir une solution globale au problème. De cette liste, émanait le principal problème soulevé par la question de recherche, soit qu'au début du projet aucun outil ou méthode d'analyse ne permettait une évaluation précise des conditions de sollicitation locales des conducteurs en zones critiques d'endommagement. L'objectif de ce projet de doctorat se formulait donc autour du développement d'une stratégie de modélisation et d'analyse des conducteurs sollicités en vibrations éoliennes d'où en découlait trois objectifs sous-jacents qu'il convient de rappeler ici :

1. Définir une stratégie de modélisation numérique détaillée et efficace des conducteurs, tenant compte de leur géométrie toronnée, du frottement aux

8.1 - RETOUR SUR LA PROBLÉMATIQUE ET LES OBJECTIFS DE RECHERCHE

contacts inter filaires et des chargements multiaxiaux incluant principalement la flexion;

2. Appliquer la stratégie développée à l'analyse des vibrations éoliennes et identifier les paramètres de frottement et conditions frontières appropriées à une simulation réaliste du problème d'endommagement en fatigue des conducteurs;
3. Intégrer les pinces de suspension au modèle pour inclure les zones critiques d'endommagement en fatigue des brins.

L'ensemble du chapitre 4 s'adressait au premier objectif ciblé en proposant une stratégie de modélisation 3D complète des solides toronnés. L'approche développée opte pour une discrétisation avec éléments poutres, misant sur une modélisation plus efficace qui permettra dans les chapitres suivants l'analyse de configurations complexes incluant des charges cycliques en flexion et l'effet des pinces de suspension. Un algorithme de contact inter-poutre permet de considérer tous les types d'interactions selon un modèle de frottement de Coulomb.

Une validation complète de l'approche a ensuite permis de confirmer l'atteinte du premier objectif, notamment par comparaison à des résultats expérimentaux publiés pour des cas de chargement axial et biaxial en flexion. Les prédictions numériques présentées arrivent notamment à reproduire le comportement hystérétique des torons en flexion, démontrant ainsi les capacités de la modélisation à bien traduire l'effet du frottement. Les performances du modèle sont d'autant plus mises en évidence avec une analyse approfondie des efforts locaux à chaque brin et point de contact inter filaire à partir de la solution numérique. Celle-ci révélait d'ailleurs d'importantes variations au plan de la distribution des charges locales, laissant supposer d'une influence marquée du coefficient de frottement (μ) sur le comportement global en flexion.

De ces constatations, un modèle de frottement raffiné a été proposé décrivant d'abord la variabilité axiale de μ selon des zones d'adhérence (μ_{stick}) et de glissement (μ_{slip}) observées. Puis, basé sur l'hypothèse de plans de glissement privilégiés en raison des marques d'indentation aux points de contact, l'effet d'orthogonalité (μ_1 et μ_2) est intégré au modèle de frottement avec un découplage des effets d'adhésion (μ_a) de ceux liées aux déformations plastiques locales (μ_d). Intégrée à la modélisation, cette approche améliore la qualité de la

solution numérique où la variation de μ a surtout un effet sur la déformée, tandis que l'aspect orthogonal influence plutôt le comportement hystérétique en flexion. Ces résultats soulèvent donc des informations nouvelles sur la cinématique des torons en flexion qui n'étaient pas accessibles avec les modèles analytiques bidimensionnels. Toutefois, la validation adéquate de ce modèle de frottement ne pouvait être réalisée dans le cadre du présent projet de doctorat. Par conséquent, un coefficient de frottement isotropique constant est conservé dans les études subséquentes du projet, minimisant ainsi l'influence d'ajustements particuliers sur les résultats du modèle.

Suite à l'achèvement du développement de la stratégie de modélisation, son application à l'analyse des conducteurs sous l'effet des vibrations éoliennes était proposée au chapitre 5, en vue de répondre à l'objectif #2. À ce stade du projet, une configuration simple incluant seulement le conducteur permet d'établir de manière isolée les paramètres de modélisation qui permettront une représentation numérique adéquate des conditions de sollicitation en vibrations éoliennes.

Une validation par comparaison à des mesures d'amplitudes de vibrations montrait d'abord le niveau de précision élevée avec laquelle la modélisation arrive à reproduire les amplitudes de déflexion à la sortie de la pince. Ces amplitudes étant induites à partir d'une variation angulaire ($\Delta\beta$) de la tension (T) calculée à partir du paramètre $f_{y_{max}}$, faisait ressortir la capacité du modèle à bien décrire la relation non-linéaire liant les indicateurs Y_b et $f_{y_{max}}$. Cette capacité du modèle est d'ailleurs exploitée avec l'élaboration d'un outil de prédiction du paramètre Y_b selon une approche d'analyse factorielle par plan d'expérience. Il en ressort alors un outil capable de prédire instantanément et avec une précision de plus de 92% l'amplitude Y_b pour toutes combinaisons des paramètres T , $f_{y_{max}}$ et μ dans un domaine d'interpolation défini.

Ciblant davantage les objectifs de recherche, la dernière portion du chapitre 5 proposait une analyse des niveaux de contrainte alternée (σ_a) aux brins à partir de la solution numérique. L'étude révélait d'abord des niveaux de sollicitation progressivement plus élevés aux couches internes avec l'augmentation de l'amplitude Y_b au-delà de 0.2/0.5 mm, dépendamment du type de conducteur et de son niveau de tension. Ceci représente une observation quantitative des phénomènes de glissement inter-filaire décrits qualitativement au chapitre 2 et montre la

8.1 - RETOUR SUR LA PROBLÉMATIQUE ET LES OBJECTIFS DE RECHERCHE

capacité de la modélisation à traduire l'essence du comportement en flexion des torons à l'échelle locale des brins.

Afin d'estimer le niveau de réalisme des contraintes calculées, une application directe de critères de fatigue usuels permettait l'évaluation du nombre de cycle à la rupture (N_f) des brins. Une comparaison des valeurs obtenues de N_f à des données expérimentales en fatigue pour deux conducteurs ACSR montre d'excellentes corrélations. Les prédictions numériques s'avèrent d'ailleurs plus précises que celles obtenues du modèle semi-empirique « *safe border line* » proposé par le Cigré, notamment à des amplitudes Y_b élevées où la fatigue est probablement moins influencée par le *fretting*.

Dans l'ensemble, les résultats numériques présentés au chapitre 5 tant au niveau macroscopique (c.-à-d. Y_b) que locale (c.-à-d. σ_a et N_f) ont un niveau de correspondance élevé avec les données d'essai sur conducteur soumis à des vibrations éoliennes. Ceci témoigne donc d'une adaptation convenable de la modélisation à l'analyse précise du problème, remplissant ainsi le mandat fixé par l'objectif #2. Toutefois, l'analyse en fatigue prédisant systématiquement le premier bris à la couche interne, soulevait la nécessité d'un raffinement supplémentaire de modélisation par l'intégration de la pince de suspension, justifiant ainsi l'objectif #3 du projet.

Les travaux du chapitre 6 proposaient donc une adaptation de la stratégie de modélisation considérant la géométrie des pinces de suspension. Celle-ci est effectuée selon une représentation surfacique de la gouttière et du sabot de la pince, supposant un comportement rigide (c.-à-d. sans déformation). L'interaction pince/conducteur est traitée par un algorithme poutre-surface avec frottement, similaire à celui employé pour les contacts inter filaires.

Comme avec les développements précédents, une importante portion des travaux du chapitre 6 étaient consacrés à la validation de l'intégration des pinces au modèle. À cet effet, les travaux proposaient une reproduction fidèle d'essais de vibration sur systèmes pince/conducteur pour lesquels des mesures de déformation aux brins étaient disponibles. L'exercice réalisé pour deux types de conducteur ACSR révèle la représentativité des déformations obtenues numériquement en comparaison aux mesures expérimentales, tant en chargement statique que cyclique. La comparaison soulevait également qu'en raison des nombreux aspects aléatoires

inhérents à la géométrie des conducteurs, il est raisonnable de penser que le niveau de précision du modèle est probablement à l'intérieur de la dispersion intrinsèque du comportement réel.

La solution numérique offrant une description complète des conditions de contact, l'étude de ceux-ci permettait une identification claire des zones d'endommagement critique en *fretting* ainsi que leur évolution en fonction du niveau de vibration (c.-à-d. Y_b). Tandis que l'analyse détaillée des niveaux de contrainte aux brins confirmait les observations expérimentales révélant une sollicitation principalement en tension des brins à la sortie de la pince. Toutefois, l'approche numérique permettant une analyse des efforts internes, difficilement accessible expérimentalement, rapportait que la flexion des brins devient la contrainte dominante dans la région critique d'endommagement en *fretting*, soit entre le *KE* et le *LPC*. Cette observation représente une information de première importance, car elle permet de mieux saisir les conditions de sollicitations des brins à l'égard de leur endommagement. En fait, il s'agit là d'une démonstration concrète de l'objectif principal recherché dans ce projet.

Les objectifs de recherche étant atteints aux chapitres 4 à 6, le chapitre 7 proposait plutôt des travaux complémentaires visant une application de la stratégie de modélisation dans une perspective plus large en lien avec la suite des étapes nécessaires à l'obtention d'une solution globale au problème (voir conclusion chapitre 2). Cette section propose donc une nouvelle approche d'analyse multi-échelles de la fatigue des conducteurs qui reproduit les conditions d'endommagement en imposant à des brins individuels les charges locales calculées par modélisation numérique d'un système pince/conducteur. Ainsi, les grandes lignes d'un processus d'analyse numérique/expérimental sont formulées au chapitre 7.

L'évaluation préliminaire de l'approche au chapitre 7 qui comprend quelques essais expérimentaux révèle la nécessité d'inclure l'effet de la flexion aux conditions de sollicitation locales. En effet, l'adoption une configuration d'essai en chargement biaxial avec flexion a conduit à des durées de vie en fatigue (N_f) comparables aux observations sur le système complet pince/conducteur simulé. Cette démonstration venait donc en appui aux conclusions du chapitre 6 et confirmait l'importance des contraintes locales en flexion dans le processus d'endommagement en fatigue des brins.

8.2 - CONTRIBUTIONS DES TRAVAUX DE RECHERCHE

Malgré certains aspects à améliorer, les principes de base de l'approche multi-échelles ouvre la voie vers une caractérisation détaillée et quantitative des mécanismes d'endommagement des conducteurs selon des charges représentatives des efforts induits par les vibrations éoliennes. Il devient alors possible d'envisager les prochaines étapes vers une solution complète de l'analyse en fatigue des lignes de transport d'énergie électrique. En lien avec la question de recherche, ceci démontre par ailleurs que l'objectif principal de ce projet de recherche a été atteint.

8.2 Contributions des travaux de recherche

Les développements et résultats de recherche présentés à la section précédente ont conduit à plusieurs contributions jugées importantes. Ces contributions sont listées ci-dessous :

- Une stratégie de modélisation efficace des solides toronnés capable de traiter tous types de chargement tout en considérant l'effet de chaque point de contact. Le caractère général de l'approche permet également son application à tout autre problème d'ingénierie impliquant des solides toronnés (ex. : câble de ponts haubanés, appareils de levage, ...).
- L'élaboration conceptuelle de modèles de frottement variable et orthogonal proposant des pistes nouvelles à une meilleure compréhension de la cinématique des solides toronnés sollicités en flexion.
- Une modélisation numérique complète des conducteurs sollicités en vibrations éoliennes intégrant l'effet des pinces de suspension qui conduit ainsi à une description détaillée des conditions de chargement locales dans les zones d'endommagement critiques en *fretting*.
- Le développement d'un outil de prédiction instantané de l'indicateur de fatigue Y_b en fonction des paramètres clés $f y_{max}$ et T , qui peut s'avérer très utile en pratique où une évaluation rapide de ces paramètres est souvent requise.

- Le développement d'une approche d'analyse multi-échelles de la fatigue des conducteurs ouvrant les possibilités vers une caractérisation détaillée du phénomène qui mènera à des prédictions plus précises de la durée de vie résiduelle des lignes de transport d'énergie électrique.

8.3 Recommandations et travaux futurs

Les observations réalisées à travers cette thèse conduisent à la liste de recommandations suivante. Bien évidemment cette liste identifie des aspects de la stratégie de modélisation à raffiner, mais surtout établit une série de sujets d'étude nouveaux, découlant des travaux réalisés à l'occasion de cette thèse:

- Une meilleure compréhension du comportement en glissement aux points de contact inter filaires permettrait un raffinement de la modélisation et conduirait donc à une meilleure représentation numérique du comportement des torons en flexion. À ce propos, les modèles de coefficient de frottement variable et orthogonal présentent des pistes de solution prometteuses. Il serait donc nécessaire d'étudier davantage ces concepts pour ainsi conduire à une reformulation possiblement plus détaillée. D'ailleurs, la configuration du montage expérimental employée au chapitre 7 pourrait très bien servir à une évaluation expérimentale des paramètres de frottement et ainsi valider ces concepts.
- Les critères de fatigue appliqués au chapitre 5 à l'estimation des durées de vie en fatigue (N_f) ne considéraient pas la contribution du champ de contraintes en contact. Leur addition aux contraintes de tension et flexion serait plus représentative des niveaux de sollicitation. Une simple application de la théorie de Hertz à partir des forces de contact normales (P) provenant de la modélisation d'un système pince/conducteur permettrait dans un premier temps d'entrevoir leur effet sur les prédictions N_f .
- Au plan technique de la mise en œuvre de l'approche multi-échelles, le nombre élevé de bris en dehors de la zone de contact est problématique. Avant la mise en place d'un

8.3 - RECOMMANDATIONS ET TRAVAUX FUTURS

programme expérimental complet, il serait judicieux de revoir le système de fixation des brins aux extrémités afin d'atténuer les niveaux de contrainte locaux.

- Suite aux améliorations liées au point précédent, l'approche multi-échelles pourrait être exploitée en vue de formuler un critère d'endommagement plus approprié au problème des conducteurs. Cela nécessiterait un programme expérimental où la synergie entre les paramètres de chargement local devrait être intégrée à la formulation du critère. Celui-ci pourrait par la suite être incorporé au modèle pince/conducteur pour prédire directement N_f à partir de la solution numérique.
- Dans sa forme actuelle, la modélisation des systèmes pince/conducteur permettrait une étude de sensibilité des contraintes locales par rapport aux paramètres de chargement comme la tension (T), l'angle de déflexion statique (β_0), la force de serrage (F_c) et les rayons de courbure de la pince ($R_{C,1}/R_{C,2}$) et bien sûr l'intensité des vibrations éoliennes (Y_b). En fait, avec une planification judicieuse de ces analyses numériques, un outil de prédiction des contraintes pourrait être développé similairement à celui proposé au chapitre 5 pour Y_b .
- La versatilité de la stratégie de modélisation permettrait l'étude de divers types de pince de suspension comportant des géométries et matériaux variés. Il serait intéressant d'étudier l'impact des caractéristiques de leur conception sur les distributions de contraintes. Cela conduirait certainement à des propositions d'optimisation efficace.

Ces propositions d'études maintenant accessibles montrent comment la stratégie de modélisation proposée dans cette thèse et son application à l'analyse des vibrations éoliennes représentent un outil d'analyse puissant. Cette stratégie de modélisation s'avère d'autant plus pertinente dans un contexte où les gestionnaires doivent relever le défi de maintenir et améliorer la fiabilité d'un réseau vieillissant auquel la demande croissante en énergie [133] le sollicitera davantage. D'autre part, les changements climatiques récents et à venir soumettront les infrastructures à des conditions extrêmes pour lesquels elles n'ont pas été conçues à l'époque [1]. Or ces nouvelles conditions de chargement hors norme ne permettront pas une interprétation de leur impact à partir des données historiques (c.-à-d. Y_b vs N_f) et ainsi la stratégie de modélisation proposée dans cette thèse contribuera à mieux évaluer les impacts de

ces nouvelles conditions de chargement auxquelles seront soumises les lignes de transport d'énergie électrique.

LISTE DES RÉFÉRENCES

- [1] Association canadienne de l'électricité (2016), *Adaptation aux changements climatiques : Bilan de la situation et recommandations pour le secteur de l'électricité au Canada*. Association canadienne de l'électricité, Canada, 56 p.
- [2] The conference board of Canada (2011), *Canada's Electricity Infrastructure Building a Case for Investment*. The conference board of Canada, Canada, 54 p.
- [3] Cloutier, L., Goudreau, S. et Cardou, A. (2006). Fatigue of overhead conductors. Dans EPRI, *Transmission line reference book : Wind-induced conductor motion*, 2e édition, Palo Alto, États-Unis, pp. 3.1-3.56.
- [4] Zhou, Z. R., Cardou, A., Goudreau, S., and Fiset, M.(1996). Fundamental investigations of electrical conductor fretting fatigue. *Tribology International*, volume 29, numéro 3, pp. 221–232.
- [5] Ouaki, B., Goudreau, S., Cardou, A., and Fiset, M.(2003). Fretting fatigue analysis of aluminium conductor wires near the suspension clamp: Metallurgical and fracture mechanics analysis. *Journal of Strain Analysis for Engineering Design*, volume 38, numéro 2, pp. 133–147.
- [6] International Electrotechnical Commission (2015). *Overhead lines - Method for fatigue testing of conductors* (IEC 62568). International Electrotechnical Commission, Genève, Suisse, 33 p.
- [7] Chanal, A.(2000). Lignes aériennes - Présentation et calcul des lignes, Dans *Techniques de l'ingénieur Problématiques communes des réseaux électriques*, Paris, France, 12 p.
- [8] Diana, G., Cosmai, U., Laneville, A., Manenti, A., Hearnshaw, D. et Papailiou, K. O.(2006). Aeolian vibration Dans EPRI, *Transmission line reference book : Wind-induced conductor motion*, 2e édition, Palo Alto, États-Unis, pp. 2.1-2.158.
- [9] Chanal, A. et Lévêque, J.-P.(2003), Lignes aériennes : matériels - Conducteurs et câbles de garde. Dans *Techniques de l'ingénieur Problématiques communes des réseaux électriques*, Paris, France, 10 p.
- [10] Waterhouse, R. B.(2002), Fretting in steel ropes and cables - A review. *ASTM Special Technical Publication*, pp. 3–14.
- [11] Hobbs, R. E. et Raoof, M.(1994). Mechanism of fretting fatigue in steel cables International. *Journal of Fatigue*, volume 16, numéro 4, pp. 273–280.
- [12] EPRI (2009) *Transmission line reference book : Wind-induced conductor motion*, Electrical power research institute, Palo Alto, CA, États-Unis
- [13] Hardy, C., St-Louis, M., Cosmai, U., et Rawlins, C. B. (2006). Bundle conductor oscillations. Dans EPRI, *Transmission line reference book : Wind-induced conductor*

- motion*, 2e edition, Palo Alto, États-Unis, pp. 5.1–5.80.
- [14] Cloutier, L. et Leblond, A. (2011). *Conductor fatigue - Tutorial*. Dans Cigre technical meeting - Study Committee B2 Technical Advisory Group B2-AG-06.
 - [15] Halsan, K. et Paradis, J.-P.(2016). *Repair of conductor and conductor-fitting systems*. Dans Cigre technical meeting - Study Committee B2 technical advisory group B2-AB-06.
 - [16] Zhou, Z. R., Cardou, A., Fiset, M. et Goudreau, S. (1994). Fretting fatigue in electrical transmission lines. *Wear*, volume 173, numéro 1–2, pp. 179–188.
 - [17] Azevedo, C. R. F. et Cescon, T.(2008). Fretting fatigue in overhead conductors : Rig design and failure analysis of a Grosbeak aluminium cable steel reinforced conductor. *Engineering Failure Analysis*, volume 6, numéro 1, pp. 136-151.
 - [18] Ramey, G. E. et Townsend, J. S. (1981). Effects of clamps on fatigue of ACSR conductors. *Journal of the Energy Division, Proceedings of the ASCE*, volume 107, numéro 1, pp. 103–119.
 - [19] IEEE (1966). Standardization of Conductor Vibration Measurements. *IEEE Transactions on Power Apparatus and Systems*, volume PAS-85, numéro 1, pp. 10–22.
 - [20] Braga, G. E., Nakamura, R. et Furtado, T. A. (2004), Aeolian vibration of overhead transmission line cables: Endurance limits, Dans *2004 IEEE/PES Transmission and Distribution Conference and Exposition: Latin America*, pp. 487–492.
 - [21] EPRI (2006) *Transmission line reference book : Wind-induced conductor motion*, Electrical power research institute, Palo Alto, CA, États-Unis
 - [22] Kalombo, R. B., Martínez, J. M. G., Ferreira, J. L. A., da Silva, C. R. M. et Araújo, J. A. (2015). Comparative Fatigue Resistance of Overhead Conductors Made of Aluminium and Aluminium Alloy: Tests and Analysis. *Procedia Engineering*, volume 133, pp. 223–232.
 - [23] CIGRE Study Committee #22 (1988). *Endurance capability of conductors*. Conseil International des Grands Réseaux Électriques, 18 p.
 - [24] Hardy, C. et Leblond, A. (2001), Statistical Analysis of Stranded Conductor Fatigue Endurance Data. Dans *Fourth International Symposium on Cable Dynamics*, p. 8.
 - [25] Waterhouse, R. B. (1992). Fretting fatigue. *International Materials Reviews*, volume 37, numéro 2, pp. 77–97.
 - [26] Suresh, S. (1998) *Fatigue of materials*, 2^e ed., Cambridge university press, Cambridge, 679 p.
 - [27] Vincent, L., Berthier, Y., Dubourg, M. C. et Godet, M. (1992). Mechanics and materials in fretting. *Wear*, volume 153, numéro 1, pp. 135-148.

- [28] Fricke Jr., W. G. et Rawlins, C. B. (1968). Importance of fretting in vibration failures of stranded conductors. *IEEE Transactions on Power Apparatus and Systems*, volume PAS-87, numéro 6, pp. 1381–1384.
- [29] Cattaneo, C. (1938). Sul contatto di due corpi elastici: distribuzione locale degli sforzi Rendiconti dell', *accademia nazionale dei Lincei*, volume 27, pp. 342-348, 434-436, 474-478
- [30] Mindlin, R. D. (1949). Compliance of elastic bodies in contact. *ASME Transactions - Journal of Applied Mechanics*, volume 16, numéro 3, pp. 259–268.
- [31] Vingsbo, O. et Soderberg, S.(1988). On fretting maps. *Wear*, volume 126, numéro 2, pp. 131–147.
- [32] Degat, P. R., Zhou, Z. R. et Vincent, L.(1997). Fretting cracking behaviour on pre-stressed aluminum alloy specimens. *Tribology International*, volume 30, numéro 3, pp. 215–223.
- [33] Jeong, S.-H. et Lee, Y.-Z.(2006). Determination of the Fretting Regimes Under Stick-Slip Condition Using the Phase Difference Between Friction and Relative Displacement of Two Fretting Surfaces. Dans *ASME 2006 International Joint Tribology Conference*, San Antonio, USA, pp. 585–590.
- [34] Zhou, Z. R. et Vincent, L.(1995). Mixed fretting regime. *Wear*, volume 181-183, numéro 2, pp. 531–536.
- [35] Zhou, Z. R. et Vincent, L.(1997). Cracking induced by fretting of aluminium alloys. *Transactions of the ASME Journal of Tribology*, volume 119, numéro 1, pp. 36–42.
- [36] Harris, S. J., Waterhouse, R. B. et McColl, I. R. (1993). Fretting damage in locked oil steel ropes. *Wear*, volume 170, numéro 1, pp. 63–70.
- [37] Dubourg, M.-C., Berthier, Y. et Vincent, L. (2002). Cracking under fretting fatigue: damage prediction under multiaxial fatigue. *Journal of Strain Analysis for Engineering Design*, volume 37, numéro 6, pp. 519–533.
- [38] Zhou, Z. R., Cardou, A., Goudreau, S. et Fiset, M.(1994). Fretting patterns in a conductor-clamp contact zone. *Fatigue and Fracture of Engineering Materials & Structures*, volume 17, numéro 6, pp. 661–669.
- [39] Levesque, F. (2005). *Etude de l'applicabilite de la regle de Palmgren-Miner aux conducteurs electriques sous chargements de flexion cyclique par blocs*, Mémoire de maîtrise, Université Laval, Québec, Québec, Canada, 160 p.
- [40] Luc, S. (2006). *Cumul d'endommagement par fatigue d'un conducteur ACSR*, Mémoire de maîtrise, Université de Sherbrooke, Sherbrooke, Québec, Canada, 131 p.
- [41] Fouvry, S., Nowell, D., Kubiak, K. et Hills, D. A. (2008). Prediction of fretting crack propagation based on a short crack methodology. *Engineering Fracture Mechanics*,

- volume 75, numéro 6, pp. 1605–1622.
- [42] Chambon, L. et Journet, B. (2006). Modelling of fretting fatigue in a fracture-mechanics framework. *Tribology International*, volume 39, numéro 10, pp. 1220–1226.
- [43] Cardou, A. et Jolicoeur, C. (1997). Mechanical models of helical strands. *Applied Mechanics Reviews*, volume 50, numéro 1, pp. 1–14.
- [44] Jolicoeur, C. et Cardou, A. (1996). Semicontinuous Mathematical Model for Bending of Multilayered Wire Strands. *Journal of Engineering Mechanics*, volume 122, numéro 7, pp. 643–650.
- [45] Raoof, M. et Hobbs, R. E. (1984). Bending of spiral strand and armored cables close to terminations. *Journal of Energy Resources Technology, Transactions of the ASME*, volume 106, numéro 3, pp. 349–355.
- [46] Phillips, J. W. et Costello, G. A. (1985). Analysis of wire ropes with internal wire rope cores, *Journal of Applied Mechanics*, volume 52, numéro 3, pp. 510–516
- [47] Ramsey, H. (1988). A theory of thin rods with application to helical constituent wires in cables. *International Journal of Mechanical Sciences*, volume 30, numéro 8, pp. 559–570.
- [48] Jiang, W. (1995). A General formulation of the theory of wire ropes. *Journal of Applied Mechanics*, volume 62, numéro 3, pp. 747–755.
- [49] Sathikh, S., Rajasekaran, S., Jayakumar et Jebaraj, C. (2000). General thin rod model for preslip bending response of strand. *Journal of Engineering Mechanics*, volume 126, numéro 2, pp. 132–139.
- [50] Jolicoeur, C. et Cardou, A. (1991). Numerical comparison of current mathematical models of twisted wire cables under axisymmetric loads. *Journal of Energy Resources Technology, Transactions of the ASME*, volume 113, numéro 4, pp. 241–249.
- [51] Jolicoeur, C. et Cardou, A. (1994). Analytical solution for bending of coaxial orthotropic cylinders. *Journal of Engineering Mechanics*, volume 120, numéro 12, pp. 2556–2574.
- [52] Lanteigne, J. (1985). Theoretical estimation of the response of helically armored cables to tension, torsion, and bending. *Journal of Applied Mechanics, Transactions ASME*, volume 52, numéro 2, pp. 423–432.
- [53] Dastous, J.-B. (2005). Nonlinear finite-element analysis of stranded conductors with variable bending stiffness using the tangent stiffness method. *IEEE Transactions on Power Delivery*, volume 20, numéro 1, pp. 328–338.
- [54] Hong, K.-J., Kiureghian, A. Der et Sackman, J. L. (2005). Bending behavior of helically wrapped cables. *Journal of Engineering Mechanics*, volume 131, numéro 5, pp. 500–511.

- [55] Papailiou, K. O. (1997). On the bending stiffness of transmission line conductors. *IEEE Transactions on Power Delivery*, volume 12, numéro 4, pp. 1576–1583.
- [56] Lanteigne, J.(1985). Theoretical estimation of the response of helically armored cables to tension, torsion and bending. *Journal of Applied Mechanics, Transactions ASME*, volume 52, numéro 2, pp. 423–432.
- [57] Cardou, A.(2006). Taut helical strand bending stiffness, UFTscience, <http://www.umformtechnik.net/rub/UTFscience/124/UTF+2006/145/archiv/I/2006>.
- [58] Foti, F. et Martinelli, L. (2016). An analytical approach to model the hysteretic bending behavior of spiral strands. *Applied Mathematical Modelling*, volume 40, numéro 13, pp. 6451–6467.
- [59] Foti, F. et Martinelli, L. (2016). Mechanical modeling of metallic strands subjected to tension, torsion and bending. *International Journal of Solids and Structures*, volume 91, pp. 1–17.
- [60] Paradis, J.-P. et Legeron, F. (2010), Modelling of the free bending behavior of a multilayer cable taking into account the tangential compliance of contact interfaces, Dans *Ninth International Symposium on Cable Dynamics*, Shanghai, China, October 18-20, pp. 95-102.
- [61] Hardy, C. et Leblond, A. (2003), On the Dynamic Flexural Rigidity of Taut Stranded Cables, Dans *5th International Symposium on Cable Dynamics*, pp. 45–52.
- [62] Johnson, K. L. (1985) *Contact Mechanics*. Cambridge University Press, Cambridge, Royaume Uni, 452 p.
- [63] Hills, D. A. et Nowell, D. (1994) *Mechanics of Fretting Fatigue*. Springer, Pays-Bas, 236 p.
- [64] Kumar, K., J. E. Cochran, J., et Cutchins, J. A. (1997). Contact stresses in cables due to tension and torsion. *Journal of Applied Mechanics*, volume 64, numéro 4, pp. 935–939.
- [65] Kumar, K. et Botsis, J. (2001). Contact stresses in multilayered strands under tension and torsion. *Transactions of the ASME. Journal of Applied Mechanics*, volume 68, numéro 3, pp. 432–440.
- [66] Raoof, M. et Huang, Y. P. (1992). Wire stress calculations in helical strands undergoing bending. *Journal of Offshore Mechanics and Arctic Engineering* volume 114, numéro 3, pp. 212–219.
- [67] Lévesque, F. et Légeron, F.(2010). Contact mechanics based fatigue indicator for overhead conductors. Dans *Symposium on Mechanics of Slender Structures*, San Sebastian, Espagne, 11 p.
- [68] Szolwinski, M. P. et Farris, T. N. (1996). Mechanics of fretting fatigue crack formation. *Wear* volume 198, numéro 1–2, pp. 93–107.

- [69] Alfredsson, B. et Cadario, A. (2004). A study on fretting friction evolution and fretting fatigue crack initiation for a spherical contact. *International Journal of Fatigue*, volume 26, numéro 10, pp. 1037–1052.
- [70] Neu, R. W., Pape, J. A., et Swalla, D. R. (2000). Methodologies for linking nucleation and propagation approaches for predicting life under fretting fatigue. *ASTM Special Technical Publication*, numéro STP1367, pp. 369–388.
- [71] Araujo, J. A. et Nowell, D. (2002). The effect of rapidly varying contact stress fields on fretting fatigue. *International Journal of Fatigue*, volume 24, numéro 7, pp. 763–775.
- [72] Levesque, F., Goudreau, S., Cardou, A. et Cloutier, L. (2010). Strain Measurements on ACSR Conductors During Fatigue Tests I - Experimental Method and Data. *IEEE Transactions on Power Delivery*, volume 25, numéro 4, pp. 2825–2834.
- [73] Szolwinski, M. P. et Farris, T. N. (1998). Observation, analysis and prediction of fretting fatigue in 2024-T351 aluminum alloy. *Wear*, volume 221, numéro 1, pp. 24–36.
- [74] Judge, R., Yang, Z., Jones, S. W., et Beattie, G. (2012). Full 3D finite element modelling of spiral strand cables. *Construction and Building Materials*, volume 35, pp. 452–459.
- [75] Stanova, E., Fedorko, G., Fabian, M. et Kmet, S. (2011). Computer modelling of wire strands and ropes part II: Finite element-based applications. *Advances in Engineering Software*, volume 42, numéro 6, pp. 322–331.
- [76] Frigerio, M. et al. (2016). Analysis of the tensile response of a stranded conductor using a 3D finite element model, *International Journal of Mechanical Sciences*, volume 106, pp. 176–183.
- [77] Nawrocki, A., Labrosse, M., et Conway, T. (1999). New specific finite element model for cables - Part I: Theory. Dans *Proceedings of the Annual Convention of the Wire Association International*, Atlanta, GA, États-Unis, pp. 95–113.
- [78] Beleznai, R. et Páczelt, I. (2013). Design curve determination for two-layered wire rope strand using p-version finite element code. *Engineering with Computers*, volume 29, numéro 3, pp. 273–285.
- [79] Zhou, W. et Tian, H.-Q. (2013). A novel finite element model for single-layered wire strand. *Journal of Central South University*, volume 20, numéro 6, pp. 1767–1771.
- [80] Stanova, E., Fedorko, G., Fabian, M. et Kmet, S. (2011). Computer modelling of wire strands and ropes Part I: Theory and computer implementation. *Advances in Engineering Software*, volume 42, numéro 6, pp. 305–315.
- [81] Wriggers, P. (2006) *Computational contact mechanics*, 2^e ed., Springer, Berlin, 518 p.
- [82] Kmet, S., Stanova, E., Fedorko, G., Fabian, M. et Brodniansky, J. (2013). Experimental investigation and finite element analysis of a four-layered spiral strand bent over a curved support. *Engineering Structures*, volume 57, pp. 475–483.

- [83] Lévesque, F., Goudreau, S. et Cloutier, L. (2011). Elastic-Plastic Microcontact Model for Elliptical Contact Areas and Its Application to a Treillis Point in Overhead Electrical Conductors. *Journal of Tribology*, volume 133, numéro 1, 9 p.
- [84] Lévesque, F., Goudreau, S., Cloutier, L. et Cardou, A. (2011). Finite element model of the contact between a vibrating conductor and a suspension clamp. *Tribology International*, volume 44, numéro 9, pp. 1014–1023.
- [85] Cruzado, A., Urchegui, M. A. et Gómez, X. (2014). Finite element modeling of fretting wear scars in the thin steel wires: Application in crossed cylinder arrangements. *Wear*, volume 138, numéro 1-2, pp. 98-105
- [86] Labrosse, M., Nawrocki, A., et Conway, T. (1999). New specific finite element model for cables - Part II: Applications. Dans *Proceedings of the Annual Convention of the Wire Association International*, Atlanta, GA, États-Unis, pp. 114–127.
- [87] Yu, Y., Wang, X., et Chen, Z.(2016). A simplified finite element model for structural cable bending mechanism. *International Journal of Mechanical Sciences*, volume 113, pp. 196–210.
- [88] Levesque, F., Goudreau, S., Langlois, S. et Legeron, F.(2015). Experimental Study of Dynamic Bending Stiffness of ACSR Overhead Conductors. *IEEE Transactions on Power Delivery*, volume 30, numéro 5, pp. 2252–2259.
- [89] Fricke W.G., J. et Rawlins, C. B. (1968). Importance of fretting in vibration failures of stranded conductors. *IEEE Transactions on Power Apparatus and Systems*, volume PAS-87, numéro 6, pp. 1381–1384.
- [90] Raoof, M. et Davies, T. J. (2005). End fixity to spiral strands undergoing cyclic bending. *Journal of Strain Analysis for Engineering Design*, volume 40, numéro 2, pp. 129–137.
- [91] LeClair, R. A. et Costello, G. A. (1988). Axial, bending and torsional loading of a strand with friction. *Journal of Offshore Mechanics and Arctic Engineering*, volume 110, numéro 1, pp. 38–42.
- [92] Argatov, I. (2011). Response of a wire rope strand to axial and torsional loads: Asymptotic modeling of the effect of interwire contact deformations. *International Journal of Solids and Structures*, volume 48, numéro 10, pp. 1413–1423.
- [93] Frikha, A., Cartraud, P. et Treysède, F.(2013). Mechanical modeling of helical structures accounting for translational invariance. Part 1: Static behavior. *International Journal of Solids and Structures*, volume 50, numéro 9, pp. 1373–1382.
- [94] Shibu, G., Mohankumar, K. V et Devendiran, S. (2011), Analysis of a three layered straight wire rope strand using finite element method. Dans *Proceedings of the World Congress on Engineering 2011*, WCE 2011, volume 3, pp. 2588–2593.
- [95] Zhang, D. et Ostoja-Starzewski, M. (2015). Finite Element Solutions to the Bending Stiffness of a Single-Layered Helically Wound Cable With Internal Friction. *Journal of*

- Applied Mechanics*, volume 83, numéro 3, 8 p..
- [96] Ghoreishi, S. R., Messenger, T., Cartraud, P. et Davies, P. (2007). Validity and limitations of linear analytical models for steel wire strands under axial loading, using a 3D FE model. *International Journal of Mechanical Sciences*, volume 49, numéro 11, pp. 1251–1261.
 - [97] Utting, W. S. et Jones, N. (1987). The response of wire rope strands to axial tensile loads-Part I. Experimental results and theoretical predictions. *International Journal of Mechanical Sciences*, volume 29, numéro 9, pp. 605–619.
 - [98] Jiang, W. G. et Henshall, J. L. (1999). Analysis of termination effects in wire strand using the finite element method. *Journal of Strain Analysis for Engineering Design*, volume 34, numéro 1, pp. 31–38.
 - [99] Judge, R.P. (2012). *Structural cables subjected to blast fragmentation*, Thèse de Doctorat, University of Liverpool, Liverpool, Royaume-Uni, 249 p..
 - [100] Papailiou, K. O. (1995). *Bending of helically twisted cables under variable bending stiffness due to internal friction, tensile force and cable curvature*, Thèse de Doctorat, Swiss Federal Institute of Technology in Zurich, Berlin, 159 p.
 - [101] Monroe, R. A. et Templin, R. L. (1932), Vibration of overhead transmission lines. Dans *American Institute of Electrical Engineers - Meeting*, 15 p.
 - [102] Wharton, M. H., Waterhouse, R. B., Hirakawa, K. et Nishioka, K. (1973). The effect of different contact materials on the fretting fatigue strength of an aluminium alloy. *Wear*, volume 26, numéro 2, pp. 253–260.
 - [103] Azevedo, C. R. F., Henriques, A. M. D., Pulino Filho, A. R., Ferreira, J. L. A. et Araújo, J. A. (2009). Fretting fatigue in overhead conductors: Rig design and failure analysis of a Grosbeak aluminium cable steel reinforced conductor. *Engineering Failure Analysis*, volume 16, numéro 1, pp. 136–151.
 - [104] Irvine, M. (1993). Local bending stresses in cables. *International Journal of Offshore and Polar Engineering*, volume 3, numéro 3, pp. 172–175.
 - [105] Lalonde, S., Guilbault, R., et Légeron, F.(2016). Modeling multilayered wire strands, a strategy based on 3D finite element beam-to-beam contacts - Part I: Model formulation and validation *International Journal of Mechanical Sciences*, <http://dx.doi.org/10.1016/j.ijmecsci.2016.12.014>
 - [106] Cigré working group B2.30 (2010). *Engineering guidelines relating to fatigue endurance capability of conductor/clamp systems* (Cigre technical brochure no. 429), Conseil international des grands réseaux électriques, p. 42
 - [107] Poffenberger, J. C. et Swart, R. L. (1965). Differential displacement and dynamic conductor strain. *IEEE Transactions on Power Apparatus and Systems*, volume PAS-84, numéro 6, pp. 508–513.

- [108] Cigré task force B2.11.07 (2007). *Fatigue endurance capability of conductor/clamp systems: update of present knowledge* (Cigre technical brochure no. 332), Conseil international des grands réseaux électriques, p. 63
- [109] Giglio, M. et Manes, A. (2005). Life prediction of a wire rope subjected to axial and bending loads. *Engineering Failure Analysis*, volume 12, numéro 4, pp. 549–568.
- [110] Costello, G. A. (1990) *Theory of wire rope*, 2^e ed., Springer-Verlag, New-York, 119 p.
- [111] Argatov, I. I., Gómez, X., Tato, W et Urchegui, M. A. (2011). Wear evolution in a stranded rope under cyclic bending: Implications to fatigue life estimation. *Wear*, volume 271, numéro 11, pp. 2857–2867.
- [112] Goudreau, S., Levesque, F., Cardou, A. et Cloutier, L. (2010). Strain Measurements on ACSR Conductors During Fatigue Tests II—Stress Fatigue Indicators. *IEEE Transactions on Power Delivery*, volume 25, numéro 4, pp. 2997–3006.
- [113] Cloutier, L. (2009), *Technology watch for gaps in knowledge about conductor fatigue* (T083700-3355), CEATI International
- [114] Langlois, S., Legeron, F. et Levesque, F. (2014). Time History Modeling of Vibrations on Overhead Conductors With Variable Bending Stiffness, *IEEE Transactions on Power Delivery*, volume 29, numéro 2, pp. 607-614
- [115] Brunair, R. M., Ramey, G. E. et Duncan, R. R. (1988). An experimental evaluation of S-N curves and validity of Miner's cumulative damage hypothesis for an ACSR conductor. *IEEE Transactions on Power Delivery*, volume 3, numéro 3, pp. 1131–1140.
- [116] Dalpé, C. (1999). *Interaction mécanique entre conducteur électrique aérien et pince de suspension: Etude sur la fatigue, la rigidité et la fip*, Mémoire de Maîtrise, Université Laval, Québec, Québec, Canada, 269 p.
- [117] Levesque, F., Goudreau, S., Cloutier, L. et Cardou, A. (2006). *Essais en fatigue sur le conducteur ACSR Drake* (Rapport No. SM-2006-01), Gremca, Québec, 30 p.
- [118] Jolicoeur, C., Goudreau, S., Cardou, A. et Cloutier, L. (2005). *Essais de fatigue d'un conducteur crow avec différentes pinces de suspension sous fortes amplitudes de vibration simulant les conditions de galop* (Rapport No. SM-2005-04), Gremca, Québec, 28 p.
- [119] Cardou, A. (2013), *Stick-slip mechanical models for overhead electrical conductors in bending (with Matlab® applications)*, Gremca, Quebec, 96 p.
- [120] Jolicoeur, C., Goudreau, S., Cardou, A. et Cloutier, L. (2000). *Essais en fatigue sur les conducteurs Bersfort et Drake* (Rapport No. SM-2001-03), Gremca, Quebec.
- [121] McGill, P. B. et Ramey, G. E. (1986). Effect of suspension clamp geometry on transmission line fatigue. *Journal of Energy Engineering*, volume 112, numéro 3, pp. 168–184.

- [122] Cardou, A., Leblond, A. et Cloutier, L. (1993). Suspension clamp and ACSR electrical conductor contact conditions. *Journal of Energy Engineering*, volume 119, numéro 1, pp. 19–31.
- [123] Lalonde, S., Guilbault, R. et Langlois, S. (2016). Modeling multilayered wire strands, a strategy based on 3D finite element beam-to-beam contacts - Part II: Application to wind-induced vibration and fatigue analysis of overhead conductors. *International Journal of Mechanical Sciences*, <http://dx.doi.org/10.1016/j.ijmecsci.2016.12.015>
- [124] Goudreau, S., Levesque, F., Cardou, A. et Cloutier, L. (2010). Strain Measurements on ACSR Conductors During Fatigue Tests III—Strains Related to Support Geometry. *IEEE Transactions on Power Delivery*, volume 25, numéro 4, pp. 3007–3016.
- [125] Shigley, J. E., Mischke, C. R. et Budynas, R. G. (2004) *Mechanical Engineering Design*, 7th ed., McGraw Hill, New York, 1030 p.
- [126] Claren, R. et Diana, G. (1969). Dynamic Strain Distribution on Loaded Stranded Cables. *IEEE Transactions on Power Apparatus and Systems*, volume PAS-88, numéro 11, pp. 1678-1690.
- [127] Lévesque, F. (2005). *Étude de l'applicabilité de la règle de Palmgren-Miner aux conducteurs électriques sous chargements de flexion cyclique par blocs*, Mémoire de Maîtrise, Université Laval, Québec, Québec, Canada, 160 p.
- [128] Lanteigne, J. (1986) *Fatigue life of aluminum wires in all aluminum and ACSR conductors* (CEA No. 131-T-241), Canadian Electrical Association, Montréal, 200 p.
- [129] Zhou, Z. R., Goudreau, S., Fiset, M. et Cardou, A. (1995). Single wire fretting fatigue tests for electrical conductor bending fatigue evaluation. *Wear*, volume 181–183, numéro 2, pp. 537–543.
- [130] Leghzaoui, O. (1995). *Fatigue à petits débattements des fils d'aluminium de conducteurs électriques aériens*, Mémoire de Maîtrise, Université Laval, Québec, Québec, Canada, 143 p.
- [131] Wittkowsky, B. U., Birch, P. R., Dominguez, J. et Suresh, S. (1999). An apparatus for quantitative fretting fatigue testing. *Fatigue & Fracture of Engineering Materials Structures*, volume 22, numéro 4, pp. 307–320.
- [132] Omrani, A. (2013), *Analyse multi-échelles de l'endommagement en fatigue des conducteurs aériens* (Rapport de projet de mastere mécanique calculatoire), École polytechnique de Tunisie, Tunisie, 64 p.
- [133] La chambre de commerce du Canada (2013), *L'électricité au Canada: Investir intelligemment pour dynamiser la compétitivité future*. La chambre de commerce du Canada, Canada, 28 p.